



VYSOKÉ UČENÍ TECHICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

MODULÁRNÍ SYSTÉM LINEÁRNÍ OSY

MODULAR LINEAR AXIS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ CHLAPEČKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAN PAVLÍK, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Chlapečka

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Modulární systém lineární osy

v anglickém jazyce:

Modular linear axis

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte modulární systém lineární osy pro univerzální využití v průmyslových aplikacích.

Lineární osa bude sloužit pro realizaci translačního pohybu s max. silou 800N a v rozsahu 200-800mm. Variantně bude pohon vybaven servomotorem nebo krokovým motorem a kuličkovým popřípadě trapézovým šroubem. Pro uvedené rozsahy a typy komponent budou zpracovány příslušné tabulky a grafy, které potenciálnímu zákazníkovi ulehčí vytipování vhodného pohonu.

Cíle diplomové práce:

1. Důkladná analýza problematiky
2. Návrh variant řešení
3. Konstrukční návrh - 3D model,
4. Výpočtová dokumentace včetně dimenzování hlavních částí
5. Výkresová dokumentace vybraných uzlů

Seznam odborné literatury:

Jiří Marek, Konstrukce CNC obráběcích strojů
www zdroje

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Pavlík, Ph.D.


Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 23.11.2012

L.S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ABSTRAKT

Tato práce obsahuje konstrukční návrh lineární osy o zdvihu 800mm a maximálním zatížením 800N. Dále tato práce obsahuje sestavení modulárního systému lineární osy vycházejícího z tohoto konstrukčního návrhu. Lineární osu lze osadit válcovanými, okružovanými a broušenými kuličkovými šrouby o stoupání 5, 10, 16mm a válcovanými trapézovými šrouby o stoupání 4 a 8mm. Zdvih lineárních os je možno volit v rozmezí 200-800mm s maximálním zatížením 800N ve všech délkových rozměrech. Posuv suportu lineární osy je zajištěn pomocí tvarového valivého vedení a čtyř vozíků. V modulárním systému jsou nabízeny dva servomotory s přímým i nepřímým odměřováním a čtyři krokové motory s nepřímým odměřováním. Dále práce obsahuje pevnostní a funkční výpočty hlavních komponent, grafy možného zatížení lineární osy v různých pracovních pozicích, životnosti kuličkových šroubů, maximálních otáček a rychlostí posuvu pro zvolené šrouby, katalogové listy, 3D model, výkresovou dokumentaci sestavení a výkresovou dokumentaci daných uzlů.

KLÍČOVÁ SLOVA


Lineární osa, lineární posuv, modulární systém, kuličkový šroub, trapézový šroub, lineární jednotka, lineární vedení, polohování.

ABSTRACT

This thesis contains a structural design of linear axis with a stroke up to 800mm and a maximum load of 800N. The thesis also deals with a modular assembly system of the linear axis based on the structural design. Linear axes can be fitted with rolled, whirled and grinded ball screws with thread pitch 5, 10, 16mm and rolled trapezoidal screws on pitch 4 and 8mm. The stroke of the linear axes can be selected in the range from 200 up to 800 mm, with a maximum load of 800N in all linear dimensions. The feed of linear axis is provided by shaped rolling guide way and four trucks. The modular system offers two servo motors with direct and indirect measuring four stepper engines with indirect measuring. The thesis also includes strength and functional calculations of principal components, graphs of the possible load on linear axis in different positions, durability of the ball screws, maximum speed and feed rate of the chosen screws, data sheet, 3D model, drawings and assembly drawings of the nodes.


KEYWORDS

Linear axis, linear motion, modular system, ball screw, trapezoidal screw, linear unit, linear guide, adjustment.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CHLAPEČKA, T. *Modulární systém lineární osy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 111 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Pavlíka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Přerově dne 27. května 2014

.....
Bc. Tomáš Chlapečka

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D za jeho cenné rady a vstřícný přístup při řešení problémů v mé práci. Taktéž bych chtěl poděkovat rodině a všem, kteří mi po dobu mého studia byli nápomocni a podporovali mě.

OBSAH

1	Úvod	12
2	Cíle práce a shrnutí zadání	13
3	Analýza problematiky.....	14
3.1	Varianty pohonu	14
3.1.1	Pohon pomocí šroubu a matice.....	14
3.1.2	Pohon pomocí ozubeného řemene	17
3.1.3	Pohon pomocí hřebenu	18
3.1.4	Pohon pomocí lineárního motoru	19
3.2	Lineární vedení	20
3.2.1	Lineární vedení pomocí nepodepřených vodících tyčí.....	20
3.2.2	Lineární vedení pomocí podepřených vodících tyčí.....	21
3.2.3	Lineární tvarové vedení	21
3.3	Způsoby odměřování polohy	22
3.3.1	Přímé odměřování	22
3.3.2	Nepřímé odměřování	23
3.3.3	Snímače	24
3.4	Typ a umístění elektromotoru.....	25
3.4.1	Krokové motory.....	26
3.4.2	Servomotory	27
3.4.3	Spojky.....	27
3.5	Rámy.....	28
3.6	Krytování	29
3.7	Nabídka konkurence	30
4	Volba konstrukčního řešení	34
4.1	Kuličkový šroub a matice	34
4.2	Uložení šroubů.....	35
4.3	Trapézové šrouby.....	38
4.4	Lineární vedení	39
4.5	Rám.....	42

4.6	Suport	45
4.7	Servomotory a krokové motory	47
4.8	Spojka	48
4.9	Odměřování	49
5	Kontrolní výpočet lineární osy	50
5.1	Kuličkový šroub	51
5.1.1	Výpočet kritických otáček kuličkového šroubu	51
5.1.2	Výpočet maximálních provozních otáček kuličkového šroubu	52
5.1.3	Kontrola otáčkového faktoru	52
5.1.4	Výpočet kritické vzpěrné síly KŠ	53
5.1.5	Výpočet maximálního provozního zatížení KŠ	54
5.1.6	Výpočet středního zatížení	55
5.1.7	Výpočet životnosti kuličkového šroubu v provozních hodinách	55
5.1.8	Výpočet hnacího kroutícího momentu	56
5.1.9	Kontrola hřídele kuličkového šroubu	57
5.1.10	Kontrola těsného pera	59
5.2	Trapézový šroub	60
5.2.1	Výpočet taku dosedací plochy	60
5.2.2	Výpočet rychlosti klouzáni a kluzných podmínek	60
5.2.3	Určení kritické vzpěrné síly trapézového šroubu	62
5.2.4	Kritické otáčky trapézového šroubu	62
5.2.5	Výpočet kroutícího momentu	64
5.3	Lineární vedení	64
5.3.1	Výpočet zatížení lineárního vedení	65
5.3.2	Výpočet ekvivalentního zatížení	69
5.3.3	Výpočet ekvivalentní únosnosti	70
5.3.4	Statický bezpečnostní faktor	71
5.3.5	Výpočet nominální životnosti	72
5.3.6	Výpočet nominální životnosti pro bezúdržbové mazání	73
5.4	Rám	74


6	Modulární systém	77
6.1	Kuličkové šrouby	78
6.1.1	Rychlosti posuvu	78
6.1.2	Životnost kuličkových šroubů	79
6.1.3	Potřebný krouticí moment motoru	80
6.2	Trapézové šrouby	81
6.2.1	Rychlosti posuvu	81
6.2.2	Potřebný krouticí moment	82
6.3	Zatížení lineárního vedení	83
6.3.1	Graf možného zatížení horizontální poloha	84
6.3.2	Graf možného zatížení vertikální poloha 1	85
6.3.3	Graf možného zatížení vertikální poloha 2	86
6.4	Katalog modulárního systému	87
7	Závěr	95
8	Seznam použitých zkratk a symbolů	97
9	Seznam použitých zdrojů	102
9	Seznam příloh	106
10	Přílohy	107

1 Úvod

Lineární osa v průmyslových aplikacích má nespočet možností využití. Používá se všude tam, kde je potřeba vykonat přesný lineární pohyb. Může přímo nést nástroj, danou součástku, nebo ji lze vhodně spojovat s dalšími osami a tím vytvářet složitější celky pracující ve dvou a více osách. Nejširší spektrum využití naleznou lineární osy v automatizační technice při konstrukci manipulátorů, výrobních linek a strojních periferií. Pro tyto účely jsou lineární osy dále osazovány koncovými efektory a přípravky.

Typů konstrukce lineární osy je celá řada. Největším konstrukčním rozdílem mezi jednotlivými alternativami je způsob, jakým je zajištěn translační pohyb suportu lineární osy, například pomocí šroubu, řemene nebo lineárního motoru. Dalším výrazným rozdílem je způsob pohonu, tedy volba a umístění motoru na pohybující se suport, popřípadě umístění motoru na nepohyblivou část lineární osy. V poslední řadě se lineární osy liší také způsobem použitého lineárního vedení zajišťující adekvátní tření mezi pohybujícími se komponenty a tuhost celého systému.

V této práci se bude jednat o lineární osu osazenou variabilně několika servomotory a krokovými motory, kuličkovými a trapézovými šrouby o různých výrobních přesnostech a různého stoupání závitu. Dále bude lineární osa osazena lineárním vedením pomocí tvarového vedení a čtyř vozíků. Na závěr je v této práci zpracován modulární systém lineární osy vycházející z tohoto konstrukčního návrhu. Celá lineární osa je zkonstruována z běžně dostupných komponentů a polotovarů navzájem sešroubovaných, svařených nebo lisovaných.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 13
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2 CÍLE PRÁCE A SHRUTÍ ZADÁNÍ

Cílem této práce je navrhnout, na základě analýzy problematiky, vhodné konstrukční řešení lineární osy pro modulární systém, sestavit přehlednou nabídku modulárního systému pro univerzální využití, ve které by se zákazník mohl jednoduše zorientovat a sestavit 3D model vybrané lineární osy.

Zadané parametry:

- maximální síla zatěžující lineární osu 800N
- délka lineární osy 200-800mm
- osazení krokovým motorem případně servomotorem
- osazení kuličkovým případně trapézovým šroubem

Cíle práce:

- analýza problematiky
- návrh vhodného řešení
- sestavení modulárního systému a orientačních grafů
- konstrukční řešení lineární osy
- pevnostní výpočty základních částí
- výkresová dokumentace sestavení
- výkresová dokumentace (vybraných uzlů)

3 ANALÝZA PROBLEMATIKY

Lineární osy různých konstrukcí se stále častěji uplatňují v nejrůznějších průmyslových oblastech. O konkrétním konstrukčním řešení rozhoduje celá řada požadavků, které je při návrhu třeba pečlivě zvážit a podle těchto sestavit optimální variantu řešení. Mezi základní parametry patří požadovaná tuhost a přesnost systému, maximální zatížení, rychlost a velikost posuvu, pracovní poloha, rozložení zatížení, vliv pracovního prostředí a požadované zástavbové rozměry. Neopomenutelným parametrem při volbě konstrukčního řešení je také cena, respektive poměr cena/výkon. Konečné konstrukční řešení, nebo jeho detaily budou závislé také na konkrétních požadavcích zákazníka například neobvyklá pracovní poloha, směr zatížení, povaha zatížení, způsob a přesnost odměřování polohy, požadovaná rychlost posuvu, trvanlivost v rádech provozních hodin nebo počtu cyklů atd.


Z výše uvedeného vyplývá, že jen stěží můžeme pokrýt konkrétní požadavky pro různé aplikace uvedením jediného výrobku na trh, jehož vlastnosti už by dále nebylo možné upravit. Pro pokrytí nejširšího spektra využití je tedy vhodné sestavit modulární systém s katalogem komponent, kterými lze lineární osu osadit. Samotnou konstrukci lineární osy potom vyřešit tak, aby bylo možné co nejjednodušším způsobem provádět jednotlivé úpravy.

3.1 VARIANTY POHONU

Jak již bylo řečeno v úvodu, asi nejpodstatnější konstrukční rozdíl lineárních os je způsob, jakým je zajištěn translační pohyb suportu. Zde se pozornost věnuje největšímu přípustnému axiálnímu zatížení pohonu, požadované rychlosti posuvu a přesnosti polohování. Dalším rozhodujícím faktorem může být způsob odměřování polohy, povaha pracovního prostředí, ve kterém bude lineární osa pracovat a typ pracovních cyklů.

3.1.1 POHON POMOCÍ ŠROUBU A MATICE

Princip posuvu suportu lineární osy pomocí šroubu spočívá ve spojení šroubu a matice a následném převodu rotačního pohybu šroubu, nebo matice, na pohyb lineární.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 15
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Konstrukční řešení s pohyblivou maticí, kdy pohon matice je přímo umístěn na suportu, je vhodnější zvolit při požadavku na delší zdvih a menší rychlosti posuvu. Umístěním pohonu na suport se zvětšuje celková hmotnost suportu a je třeba také vyřešit bezproblémové napájení pohybujícího se motoru.

Konstrukční řešení s pohyblivým šroubem je vhodnější zvolit pro menší zdvihy a větší rychlosti posuvu. Na suportu je umístěna pouze matice, čili odpadá nutnost napájet pohybující se motor. S tím souvisí i menší setrvačné síly lehčího suportu. Samozřejmě, že nelze s určitostí říci, zda klíčovým parametrem pro určení konstrukčního řešení bude zrovna rychlost, délka posuvu nebo jiná z veličin. Budou zde vždy hrát roli další konkrétní požadavky na použití lineární osy například zástavbové rozměry, pracovní poloha, atd..

TRAPÉZOVÉ ŠROUBY

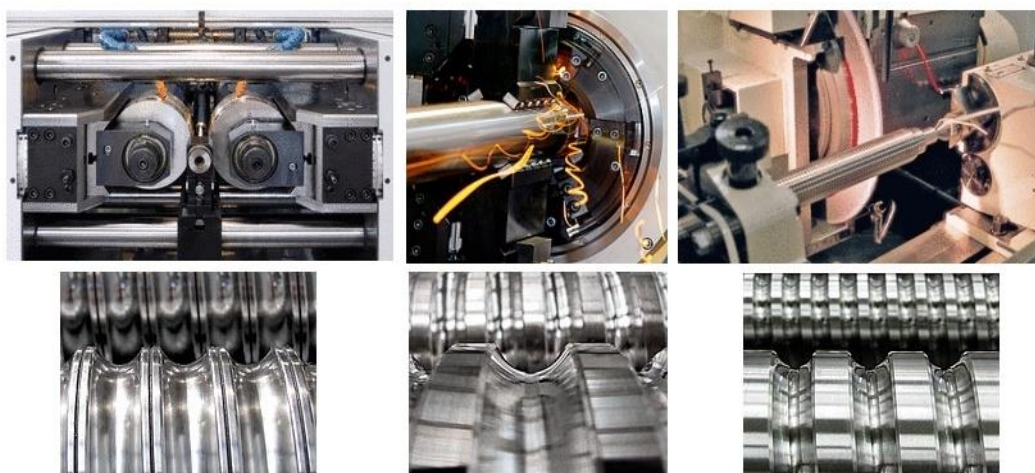
Tato varianta se vyznačuje cenovou dostupností, jednoduchou výrobou a vysokou spolehlivostí. Oproti lineárním motorům a posuvu pomocí řemene je zde možnost zatížení většími axiálními silami. Nevýhodou tohoto pohonu je však menší účinnost, než můžeme dosáhnout u kuličkových šroubů, menší životnost vlivem většího opotřebení šroubu a matice, menší rychlosti polohování oproti kuličkovým šroubům, lineárním motorům a pohonům pomocí řemene.

Trapézové šrouby se vyrábí válcováním, frézováním, broušením a klasickým řezáním závitů. Nejčastěji se na trhu setkáváme s nabídkou válcovaného šroubu, tento se vyznačuje oproti řezanému šroubu větší pevností závitového profilu danou neporušeností průběhu vláken materiálu při obrábění, vyšší odolností proti otěru, větší korozivzdorností. Dosahovaná přesnost stoupání závitu trapézových šroubů se pohybuje v rozmezí 0,5 až 0,05mm/300mm délky. [2]

KULIČKOVÉ ŠROUBY

Pohony využívající kuličkové šrouby pracují na podobném principu jako trapézové šrouby s tím rozdílem, že prostor mezi závitů matice a šroubu je vyplněn kuličkami. Tím dosáhneme menšího mechanického tření, které má pozitivní vliv na životnost kuličkového šroubu. Kuličkový šroub lze zatížit větší axiální silou a zároveň většími otáčkami, tzn. lze dosáhnout větší rychlosti posuvu než u šroubů trapézových.

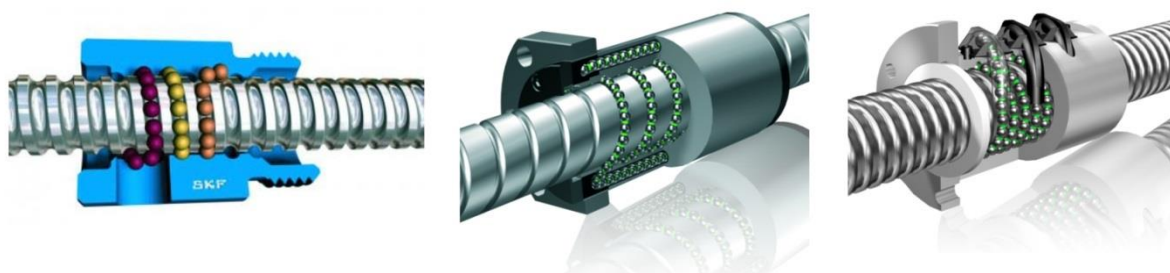
Kuličkové šrouby se vyrábí válcováním, okružováním a broušením. Nejnižší třídy přesnosti IT7 a kvality opracovaného povrchu lze dosáhnout pomocí válcování (obr.1). Takto opracovaný kuličkový šroub má mírně zdeformovanou vlastní osu, což se projevuje negativně na jeho hlučnosti při odvalování kuliček. Výrobou kuličkového šroubu okružováním (obr.1) běžně dosahujeme přesnosti IT5 až IT7. Takto opracovaný kuličkový šroub je pro svůj mělký profil vhodný spíše pro menší průměry kuliček a většinou je slícován s konkrétními kuličkami a maticí. Nejpresnější, avšak technologicky a finančně nejnáročnější, výroba kuličkových šroubů se provádí broušením (obr.1). Broušením dosahujeme třídu přesnosti IT1 až IT3, takto opracovaný šroub má nejpresnější tvar závitového profilu, což se mimo jiné projevuje také na jeho největší životnosti a možnosti nejvyšších rychlostí posuvů ze všech třech zmíněných technologií výroby. [3]



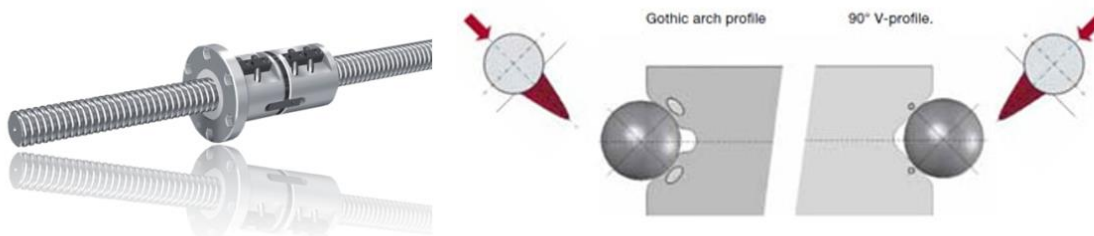
Obr. 1 technologie s profilem závitu zleva: válcování, okružování, broušení [3]

Matice kuličkového šroubu, ať už pevná, nebo poháněná, zajišťuje oběh a mazání vložených kuliček. Na okrajích matice jsou umístěny stěrače odstraňující nečistoty z funkčních ploch a těsnění zabráňující vniknutí nejmenších nečistot a prachových částic do matice. Těsnění na okrajích matice zabráňuje také úniku maziva. Pro kontinuální oběh kuliček v matici je třeba zajistit jejich odvod z posledního závitu matice k prvnímu závitu matice, k tomu slouží různé typy vnitřních, nebo vnějších kanálků, čepů a vratných trubíc (obr. 2). Volbou určitého typu matice, přesazením závitu kuličkového šroubu, popřípadě volbou většího rozměru vložených kuliček lze dosáhnout vymezení vůle, nebo jistého předpětí (obr. 3a). Tímto přepětím lze vymezovat vůli a zvyšovat tak tuhost celého systému. Dále lze pomocí změny rádiusu profilu závitu v matici dosáhnout změny dotyku kuličky matice

a šroubu, tímto můžeme dosáhnout až dvojnásobné únosnosti kuličkového šroubu (obr. 3b). Nevýhodou je, že takovýto šroub má vždy nižší účinnost, než šroub standardní. [3]



Obr. 2 oběh kuliček zleva: samostatné kanálky [4], jeden vratný kanál, více vratných kanálků [6]

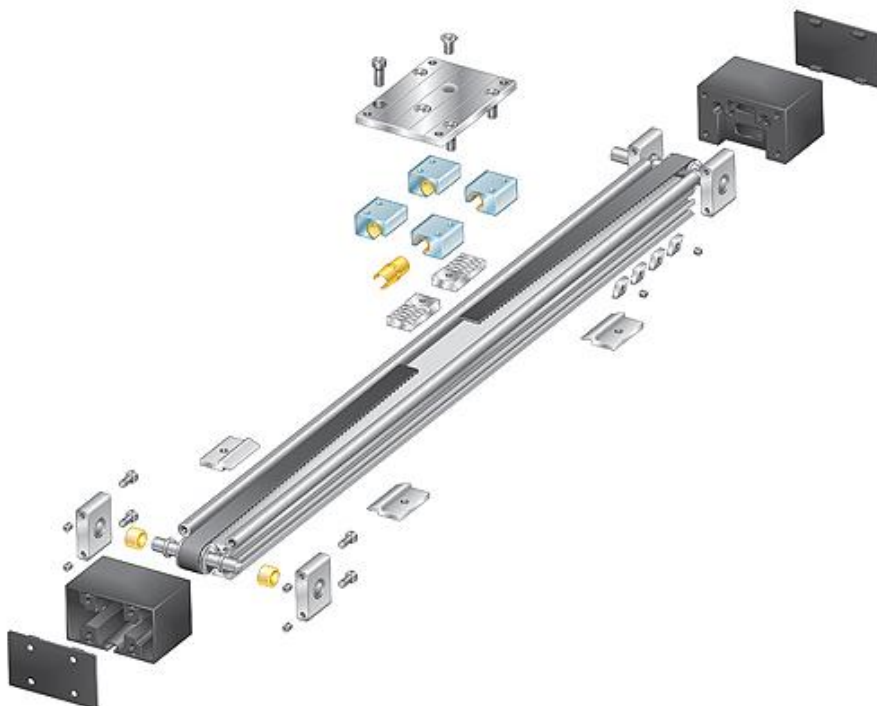


Obr. 3 a) předepnutá dvojitá matice [6] b) Gotický a V-profil závitu [5]

3.1.2 POHON POMOCÍ OZUBENÉHO ŘEMENE

Pro pohon lineární osy lze také využít ozubeného řemene (obr. 4). Spojení využívá tvarového styku čímž je zajištěna jistá přesnost polohy, ta ovšem nedosahuje takových hodnot jako u kuličkových, nebo trapézových šroubů. Výhodou převodu pomocí ozubeného řemene je možnost polohování vysokou rychlostí i při velkém zdvihu a zatížení, převod bez nutnosti aplikace maziva, tichý chod, jednoduchá konstrukce, malé zástavbové rozměry a bezúdržbový provoz. V automatizační technice nachází uplatnění především pro méně přesné aplikace, jako

jsou například balicí stroje a manipulátory s požadavkem na vysokou rychlost polohování nebo velký zdvih. [29]



Obr. 4 lineární osa s pohonem pomocí ozubeného řemene [29]

3.1.3 POHON POMOCÍ HŘEBENU

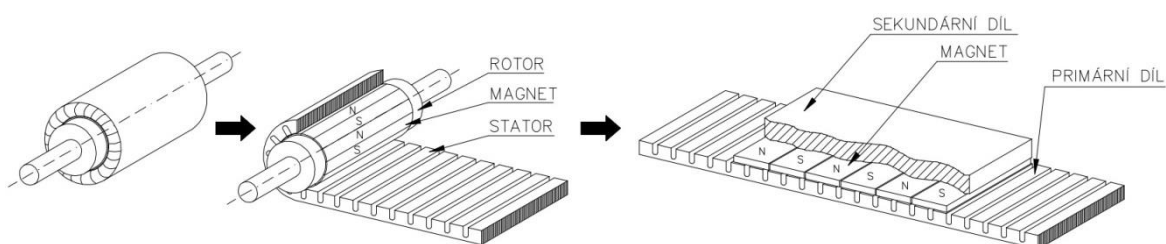
Další zmíněnou možností je posuv pomocí hřebenu. Princip spočívá v odvalování pastorku po ozubeném hřebenu. Výhodou tohoto provedení, podobně jako u kuličkových a trapézových šroubů, je možnost zatížit systém velkou axiální silou. Posuv pomocí ozubení je vhodné použít pro extrémně dlouhé zdvihy, kdy by již pohon pomocí kuličkového šroubu vykazoval malou tuhost. Obvykle bývá pastorek s motorem a převodovkou umístěn přímo na suportu, dalo by se tedy říct, že sebou nese nevýhody spojené s poháněnou maticí u kuličkového šroubu. Tedy větší hmotnost suportu, větší setrvačné síly a nutnost zajistit napájení pohyblivého pohonu. Přesnost tohoto konstrukčního provedení je závislá na výrobní přesnosti ozubení pastorku, hřebene a také na vůlích v převodovce motoru. Tyto vůle lze vymezit např. pomocí dvou pastorků navzájem odtlačovaných pružinou, pomocí pohonu typu Master-Slave nebo pomocí duplexního pohonu (obr. 5). [1]



Obr. 5 duplexní pohon Redex Twin-drive [7]

3.1.4 POHON POMOCÍ LINEÁRNÍHO MOTORU

Posuv pomocí lineárního motoru (obr. 6) je založen na principu elektromagnetických sil mezi statorem a rotorem. Rotor v podobě permanentních magnetů je rozvinut do roviny a vytváří lineární vedení, po kterém se stator tvořený z elektrotechnických plechů pohybuje. Jedná se tedy o lineární pohon bez vloženého mechanického převodu. Eliminací mechanických prvků lze dosáhnout několika výhod jako je dosažení vysokých rychlostí, velmi přesného polohování a velkého zdvihu. Nevýhodou použití lineárních motorů je možnost zatížení menšími silami než u kuličkových šroubů a nutnost napájet pohybující se statorovou část. [1]



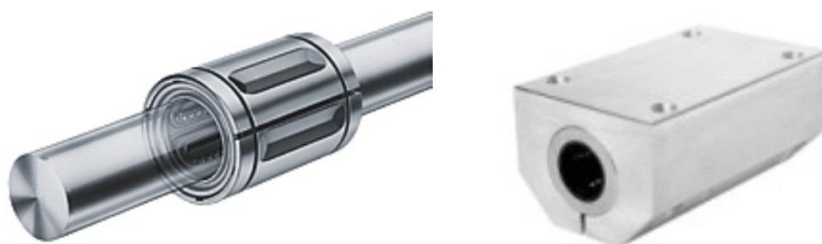
Obr. 6 princip lineárního motoru [8]

3.2 LINEÁRNÍ VEDENÍ


Lineární vedení zajišťuje přesný pohyb suportu po dané trajektorii, adekvátní tření mezi suportem a rámem a eliminuje přenos nežádoucích sil a momentů do mechanismu pohonu lineární osy. K eliminaci radiálních sil lze použít lineárního vedení různých konstrukcí. Mezi nejpoužívanější typy patří lineární vedení pomocí nepodepřených vodících tyčí s uzavřenými pouzdry, podepřených vodících tyčí s otevřenými pouzdry a tvarové lineární vedení pomocí kolejničky a vozíku. Lineárním vedením je třeba opatřit všechny již zmíněné typy pohonů. Zaměříme-li se na pohon lineární osy pomocí kuličkového šroubu, je bezpodmínečně nutné eliminovat přenos radiálních sil do šroubu a matice. Jak šroub, tak matice může být zatěžována pouze maximální provozní axiální silou.

3.2.1 LINEÁRNÍ VEDENÍ POMOCÍ NEPODEPŘENÝCH VODÍCÍCH TYČÍ

Lineární vedení pomocí nepodepřených vodících tyčí (obr. 7), ať už kluzné, nebo valivé provedení, je cenově nejvýhodnější variantou. Princip činnosti spočívá v umístění vodících tyčí do konstrukce rámu lineární osy. Na těchto tyčích jsou umístěny valivá, nebo kluzná pouzdra, která se mohou pohybovat jak ve směru osy vodící tyče, tak rotovat kolem její osy. Jedna samotná vodící tyč tedy není schopna zachytit radiální sílu respektive moment vznikající od síly v radiálním směru. Je tedy nutné lineární osu osazovat minimálně dvěma vodícími tyčemi. U nepodepřených vodících tyčí je se vzrůstající délkou nutné počítat s jistým průhybem a omezenou tuhostí systému. Další nevýhodou při použití kluzného provedení je vznik nežádoucích třecích sil, které by mohly snížit plynulost polohování.



Obr. 7 vodící tyč s valivým pouzdem a linear-set Bosch [9]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 21
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.2.2 LINEÁRNÍ VEDENÍ POMOCÍ PODEPŘENÝCH VODÍCÍCH TYČÍ

Lineární vedení pomocí podepřených vodících tyčí a otevřených pouzder (obr. 8) konstrukčně vychází z nepodepřených tyčí. Tato konstrukce umožňuje podepření tyče v určitých bodech, nebo po celé její délce, čím je eliminována nevýhoda průhybu nepodepřených tyčí při zatížení. Dále podepřená vodící tyč smontovaná s rámem lineární osy přispívá k tuhosti systému. Pouzdra vodících tyčí se opět nabízí jak v kluzném, tak valivém provedení. Největší nevýhodou otevřených pouzder je možnost jejich rozevírání při tangenciálním zatížení, tedy možnost jejich aplikace na systém zatěžovaný pouze radiální silou.

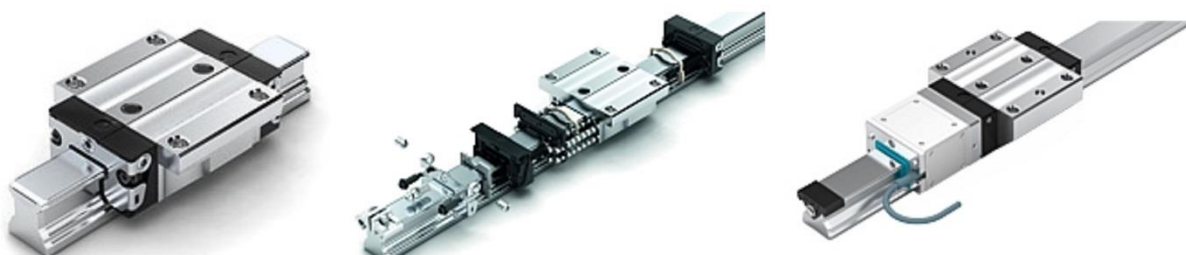


Obr. 8 otevřené valivé pouzdro a linear-set Bosch [9]

3.2.3 LINEÁRNÍ TVAROVÉ VEDENÍ

Tvarové vedení pomocí kolejnice a vozíku (obr. 9) je oproti vedení pomocí vodících tyčí a pouzder schopno eliminovat veškeré směry sil a momentů. Při využití tvarového vedení lze v určitých případech lineární osu osadit pouze jednou kolejnicí. Takto řešená konstrukce může například v případě potřeby výrazně zredukovat zástavbové rozměry a váhu. Tvarové vedení je schopno přenášet řádově větší zatížení a momenty, než vedení pomocí vodících tyčí stejné kategorie, a to i při zachování daleko větší životnosti. Tvarové vedení lze také variabilně opatřit přímým odměřováním polohy pomocí magnetického pásu umístěného na

kolejnici a snímače umístěného přímo na vozík (obr. 9). Nevýhodou tohoto systému je vyšší pořizovací cena, která však plně koresponduje s vyšší užitnou hodnotou.



Obr. 9 tvarové vedení Bosch zleva standardní provedení, rozpad, s přímým odměřováním [9]

3.3 ZPŮSOBY ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY

Odměřování polohy je dalším důležitým faktorem pro dosažení požadované přesnosti polohy lineární osy. Existuje mnoho metod a technologií jak přesnou polohu přímo změřit nebo odhadnout. Dle principu dělíme odměřování do dvou základních skupin: přímé odměřování a nepřímé odměřování.

Dále by se odměřování dalo rozdělit podle druhu použitého principu, který je využíván k určení polohy na inkrementální odměřování a absolutní odměřování. Zatím co inkrementální odměřování pracující na principu impulzů potřebuje k určení polohy referenční bod, od kterého bude odpočítávat například délku nebo otáčky, poskytuje absolutní odměřování okamžitou informaci o poloze bez nutnosti najet do referenční polohy, například odměřování využívající potenciometr. To může být rozhodující při určitých aplikacích, kdy najíždění do referenční polohy je nežádoucí, nebo časově náročné. [10]

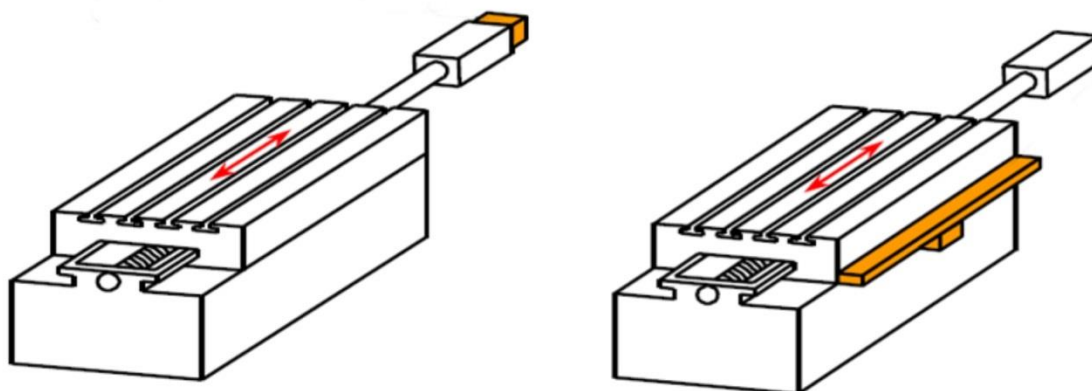
3.3.1 PŘÍMÉ ODMĚŘOVÁNÍ

Princip přímého odměřování spočívá v umístění snímačů polohy přímo na pohybující se části mechanismu lineární osy. Takto umístěné snímače odměřují přímo konečnou polohu

například suportu, tzn. natočení pohonu není při určování polohy rozhodující. Jeho výhodou je eliminace chyb vznikajících při tepelné dilataci mechanických částí, chyb vznikajících při elastické deformaci rámu a nepřesnostech ve výrobě. Obecně se přímé odměřování aplikuje na lineární osy s požadavkem na velmi přesné polohování a opakované najetí do polohy. Konstrukční řešení je potom náročnější z důvodu zajištění bezpečného vedení kabeláže v blízkosti pohybujících se částí, to platí zejména, pokud je snímač umístěn přímo na pohybující se částí lineární osy (obr. 10b). [10]

3.3.2 NEPŘÍMÉ ODMĚŘOVÁNÍ

U nepřímého odměřování není fyzicky odměřována poloha suportu. Snímače se umísťují na pohybový mechanismus a sledují například počet otáček nebo úhel natočení mechanismu. Poloha je tedy pouze vypočítávána z referenční polohy. Na takto odměřovanou konečnou polohu působí velké množství rušivých vlivů, jako jsou vůle v uložení, tepelná dilatace, nepřesnosti ve výrobě, ztráta kroku motoru. Je tedy zřejmé, že nepřímé odměřování je vhodné použít tam, kde není vyžadovaná vysoká přesnost a opakovatelnost najetí do polohy, nebo tam, kde je do jisté míry zaručen minimální podíl rušivých vlivů. Tyto nevýhody kompenzuje jednodušší konstrukce celého mechanismu, obvykle se odměřování umísťuje přímo na motor lineární osy (obr. 10a). [10]

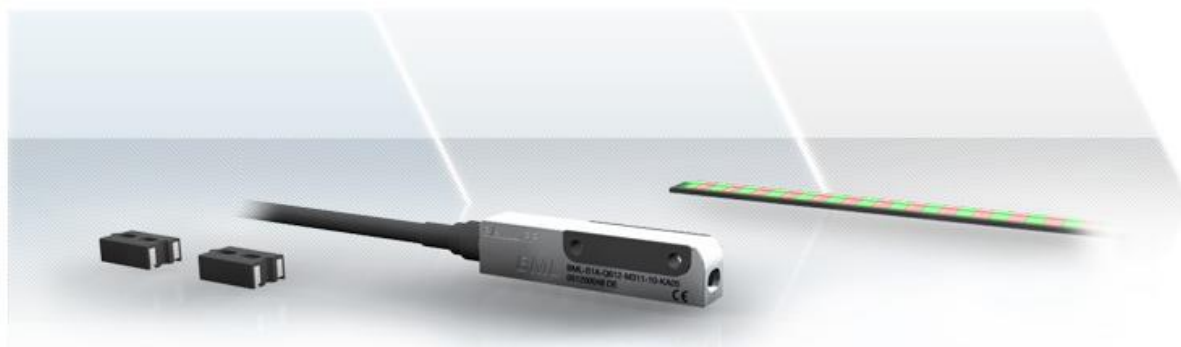


Obr. 10 a) nepřímé odměřování, b) přímé odměřování [11]

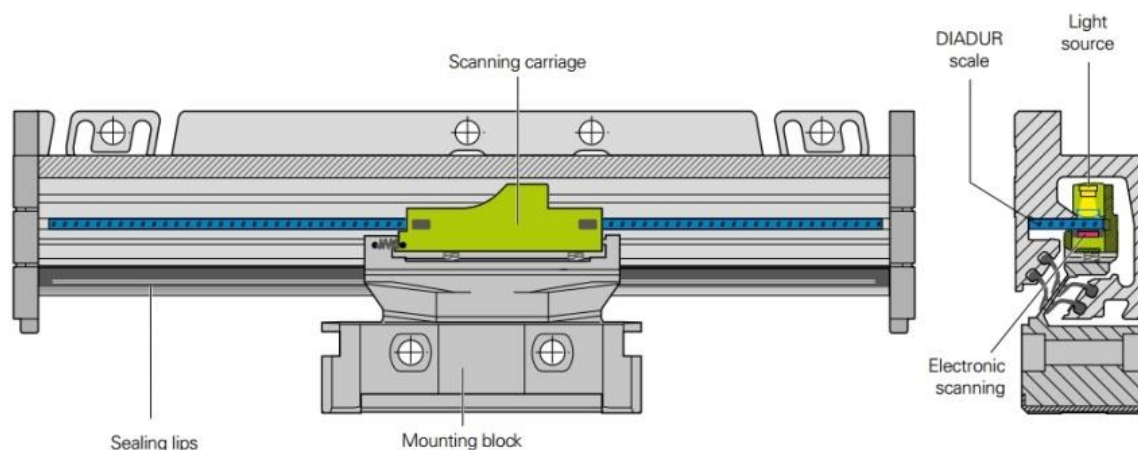
3.3.3 SNÍMAČE

Samotné snímače tvoří široké spektrum druhů a variant použití pro aplikace na různé mechanismy. Lze volit mezi snímači podle snímané veličiny například polohy, rychlosti, síly, nebo podle principu činnosti například mechanické, magnetické, optoelektronické, kapacitní, indukční atd. O vhodnosti použití rozhoduje mimo požadavku na snímanou veličinu také vhodné pracovní prostředí.

Co se týká použití snímačů k přesnému odměřování polohy suportu lineární osy, připadají v úvahu zejména magnetické a optoelektronické snímače. Magnetické snímače (obr. 11) dokáží pomocí magnetické pásky snímat polohu suportu s přesností až $1\ \mu\text{m}$ na velké vzdálenosti. Tato technologie využívá magnetické pásky s určitým rozlišením a snímače umístěného bezkontaktně nad páskou, tím je zajištěna spolehlivá funkce odměřování bez opotřebení pásky a snímače, tedy dlouhá životnost celého systému. [12] Optoelektronické snímače (obr. 12), fungují na principu čtení informace o poloze, v podobě čárového kódu, z pravítka pomocí optického zařízení. Informace o poloze může být jak inkrementální, tak absolutní. Čárový kód nebo mřížka se nanáší na materiály s minimální tepelnou dilatací jako je sklo nebo Diadur. [30]



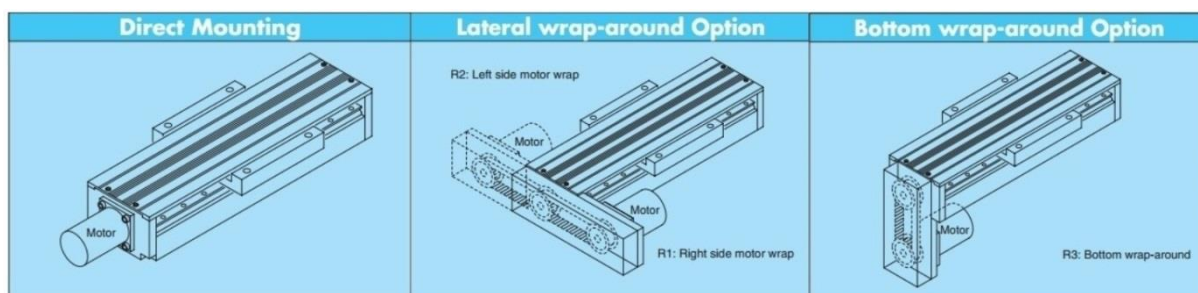
Obr. 11 magnetický snímač a magnetickým páskem [12]



Obr. 12 optoelektronický snímač polohy [30]

3.4 TYP A UMÍSTĚNÍ ELEKTROMOTORU

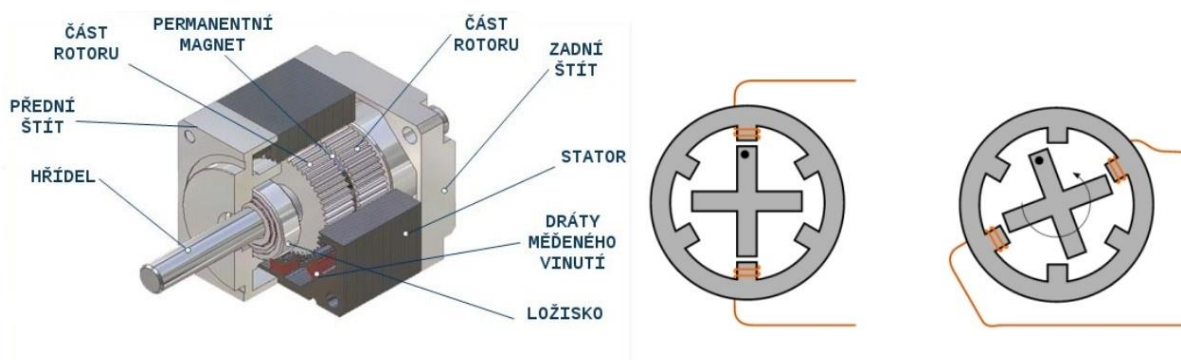
Každá lineární osa musí být pochopitelně osazena elektromotorem, popřípadě může být motor fyzicky umístěn mimo osu a pohon zajištěn jiným způsobem, například ozubeným soukolím, ozubeným řemenem, náhonem pomocí hřídele. Pokud je tedy motor umístěn přímo na rámu lineární osy, odvíjí se konstrukční řešení umístění motoru od různých požadavků, například zástavbové rozměry, do kterých má být lineární osa umístěna, pracovní poloha a možnost kolize s ostatními komponenty v systému, napájení a řízení motoru, nutnost převodového poměru mezi elektromotorem a kuličkovým šroubem, popřípadě se může jednat o tepelné oddělení kuličkového šroubu od motoru pomocí řemene. Základní varianty umístění elektromotoru ukazuje (obr. 13).



Obr. 13 základní polohy motoru a) přímá, b) boční, c) spodní [20]

3.4.1 KROKOVÉ MOTORY

Krokové motory (obr. 14a) jsou levnější variantou pohonu pro lineární osu. Jejich použití má několik nesporných výhod vycházejících z jeho konstrukce. Krokový motor je synchronní stroj fungující na principu postupného vysílání pulzů do vinutí statoru, což způsobuje otočení rotoru o jeden nebo více přesných kroků (obr. 14b). Jednotlivé motory se potom liší rozlišením, tedy počtem kroků na jednu otáčku. Standardně se krokové motory pohybují v řádu stovek kroků na otáčku, avšak speciální krokové motory i v řádu tisíců kroků na otáčku. Tímto „krokovým“ polohováním lze podle počtu kroků přesně odměřovat vzdálenost, tedy velká výhoda krokových motorů je absence dalších snímačů polohy a jde tedy o řízení polohy bez zpětné vazby. To ovšem platí za předpokladu, že nebude docházet ke ztrátě kroku vlivem přetížení. Další výhodou je, že krokový motor dokáže v aktuálním dosaženém kroku držet svou polohu, tzn. zabraňuje pootočení určitým momentem. Pro zajištění udržení polohy při výpadku elektrické energie je nutné krokový motor doplnit brzdou. Moderní krokové motory lze také vybavit zpětnou vazbou a tím eliminovat možnost nepřesné polohy vlivem ztráty kroku. Nevýhodou krokových motorů je také pokles krouticího momentu při zvyšujících se otáčkách. [14]



Obr. 14 a) krokový motor [14], b) princip krokového motoru [15]

3.4.2 SERVOMOTORY


Servomotory (obr. 15) jsou v dnešní době nejpoužívanějším typem motorů určených pro polohování. Jedná se v podstatě o synchronní, popřípadě asynchronní motory doplněné o přesné snímání natočení hřídele pomocí encoderu a zajištění přesného polohování pomocí zpětné vazby. Tuto zpětnou vazbu u přímého odměřování zajišťují například již zmíněné magnetické, nebo optoelektronické snímače polohy, popřípadě u nepřímého odměřování snímače otáček umístěné přímo na motoru. Z důvodu nesamosvornosti převodu pomocí kuličkových šroubů je nutné také servomotory opatřit brzdou, která v případě výpadku elektrické energie zajistí udržení polohy. Ačkoli je řešení pomocí servomotorů složitější a cenově náročnější, je velmi vhodné je použít tam, kde potřebujeme dosahovat vysokou přesnost a spolehlivost dosažení dané polohy. Obecně také platí, že servomotory dosahují vyšších otáček než krokové motory a to při zachování velkého momentu.



Obr. 15 servomotor [16]

3.4.3 SPOJKY

V případě přímé montáže na lineární osu (obr. 13a) je vhodné mezi elektromotor a kuličkový šroub vložit spojku. Takto lze zamezit vzniku velkých silových působení z důvodu nesouososti osy motoru a kuličkového šroubu vzniklou výrobní a montážní nepřesností. Existuje řada provedení, avšak pro tak přesnou aplikaci jako je polohování pomocí kuličkového šroubu je nutno se omezit s výběrem pouze na bezvúlové spojky, konkrétně tedy

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 28
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

na bezvůlové spojky pomocí pružného členu (obr. 16a), vlnovcové spojky (obr. 16b) a lamelové spojky (obr.16c). Spojka s pružným členem se nejčastěji používá pro spojení motoru a kuličkového šroubu. Je vhodné ji použít pro menší zatížení a teploty. Naopak vlnovcovou spojku a lamelovou spojku je vhodné použít pro velké zatížení a teploty až 300°C. [17]



Obr. 16 a) pružná spojka, b) vlnovcová spojka, c) lamelová spojka [17]

3.5 RÁMY

Mechanismus lineární osy lze uložit do několika typů rámců. Mezi často používané patří speciální extrudované hliníkové profily uzpůsobené přímo pro montáž jednotlivých komponent mechanismu lineární osy (obr.17a). Takto vyvinutý profil minimalizuje počet použitých komponent a spojů rámu, čímž se zvýší celková tuhost a usnadní se montáž celého systému. Další možností je vyrobit vlastní svařovaný rám. Tento typ rámu se opět vyznačuje vysokou tuhostí a minimalizací rozebíratelných spojů, avšak jeho výroba je náročnější a jeho využití v případě možné přestavby lineární osy omezené. Poslední možností je montáž rámu složeného z běžně dostupných extrudovaných profilů a komponent, pomocí rozebíratelných spojů (obr. 17b). Takovéto rámy se snadno přizpůsobují konkrétním požadavkům a do budoucna není vyloučena jejich částečná úprava či přestavba.

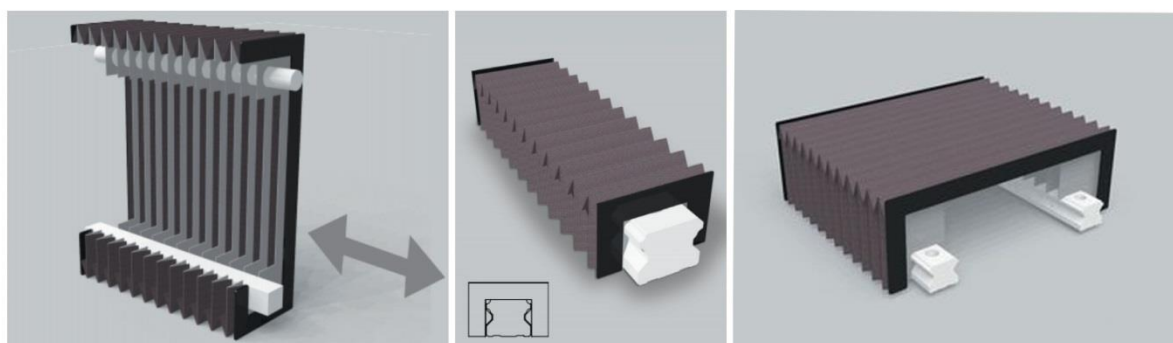


Obr. 17 a) rám ze speciálního profilu [18] b) rám z běžně dostupných profilů [19]

3.6 KRYTOVÁNÍ

Pro zachování dlouhé životnosti komponent je vhodné zabránit vnikání velkých nečistot a prachových částic do mechanismu lineární osy. Jedná se především o vnikání nečistot do matice kuličkového šroubu a do pouzder lineárního vedení. Většina výrobců poskytuje jistou ochranu umístěnou přímo na vstupu matice kuličkového šroubu a pouzdra lineárního vedení v podobě několika těsnění s možností je doplnit o další stěrače a těsnění. Tímto je do jisté míry zabráněno vnikání nečistot po dobu dobrého utěsnění, tedy po dobu životnosti stěračů a těsnění.

Další variantou je přídavné krytování jednotlivých částí mechanismu zvláště (obr. 18b) pomocí měchů a teleskopických krytů. Tímto je zabráněno vnikání nečistot na samotný kuličkový šroub a lineární vedení. Aplikace tohoto typu krytování také do jisté míry zvětší konečné rozměry lineární osy. V jistých případech je výhodné zakrytovat kompletně celý mechanismus lineární osy (obr. 18a,c) a zabránit tak například vnikání velkých nečistot do mechanismu a jejich případné kolizi s pohyblivými částmi lineární osy.



Obr. 18 a) celkové krytování, b) krytování kolejnice, c) celkové krytování [31]

3.7 NABÍDKA KONKURENCE

Nabídka konkurence nejčastěji používá pro uložení mechanismu lineární osy již zmíněné speciální hliníkové profily doplněné o vlastní nebo běžně dostupné příslušenství. Tyto lineární osy jsou nabízeny v široké škále rozměrů a stoupání závitů šroubů. Zařízení přibližně splňující požadavky na zdvih 800mm a zatížení 800N nabízí například firma SMC, THK a HIWIN. Všechny popisovaná řešení uvedených výrobců dosahují podobných maximálních délek a jsou osazeny kuličkovými šrouby s různým stoupáním závitu.

SMC – LJ1H30 (obr. 19) [22]

Jedná se o lineární osu s pohonem pomocí kuličkového šroubu. Umístění mechanismu je ve speciálním extrudovaném profilu určeném pro lineární osy. Celá osa je pevně zakrytována a osazena AC servomotorem o výkonu 200W a 400W .

- zdvih $200 - 1500\text{mm}$
- maximální zatížení 60kg
- válcovaný, nebo okružovaný kuličkový šroub
- stoupání závitu 25mm
- šířka x výška x délka – $80 \times 90 \times 360 + \text{délka zdvihu} [\text{mm}]$
- suport šířka x délka – $80 \times 100 [\text{mm}]$
- maximální rychlost posuvu $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

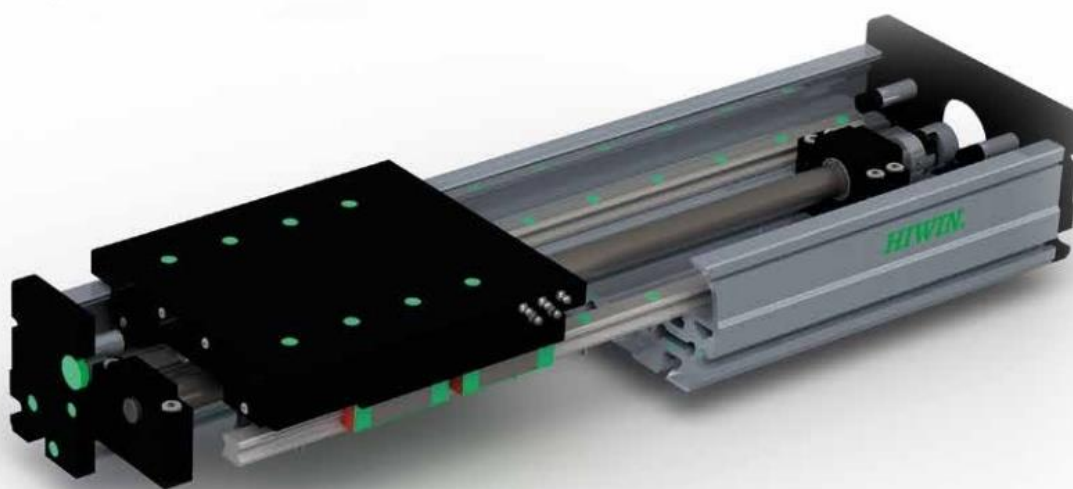


Obr. 19 lineární osa SMC- LJ1H30 [22]

HIWIN – BSU160 (obr. 20) [21]

Opět se jedná o lineární osu s pohonem pomocí kuličkového šroubu. Osa není zakrytovaná a lze na ni dodatečně umístit krytování pomocí měchu nebo teleskopického krytu. Lineární vedení je zajištěno pomocí tvarového vedení a vozíky typu HG20 lze doplnit o modul magnetického inkrementálního odměřování, popřípadě je nabízeno doplňující optoelektronické inkrementální a magnetické absolutní odměřování. Nabízeny jsou také dva typy elektromotoru, a to krokový motor a servomotor.

- zdvih 200 – 3000mm
- maximální zatížení v *kg* výrobce neuvádí
- válcovaný nebo okružovaný kuličkový šroub
- stoupání závitu 5, 10, 16 mm
- šířka x výška x délka – 160 x 112 x 330 + délka zdvihu [mm]
- suport šířka x délka – 160 x 200 [mm]
- maximální rychlost posuvu $1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$



Obr. 20 lineární osa HIWIN - BSU160 [21]

MATIS – CTV145 (obr. 21) [23]

Firma Matis nabízí pevně zakrytovanou lineární osu s pohonem pomocí kuličkového šroubu. K utěsnění dráhy suportu je využito polyuretanového pásku. Lineární vedení je zajištěno pomocí tvarového vedení a čtyř vozíků. Osu lze osadit upínací deskou o dvou délkových rozměrech. Příruby jsou navrženy pro osazení standardním typem držáku motoru, který je nabízen ve čtyřech směrových variantách.

- zdvih 200 – 1500mm
- maximální zatížení v *kg* výrobce neuvádí
- kuličkový šroub přesnosti IT7 a IT5
- stoupání závitu 5, 10, 16 mm
- šířka x výška x délka – 145 x 85 x 348 + délka zdvihu [mm]
- suport šířka x délka – 143 x 200 [mm]
- maximální rychlost posuvu pro zdvih 800mm je $0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$



Obr. 21 lineární osa Matis - CTV 145 [23]

THK – GL15 (obr. 22) [24]

Firma THK divize HENNLICH nabízí nekrytovanou lineární osu s pohonem pomocí kuličkového šroubu. Lineární vedení je opět zajištěno pomocí tvarového vedení umístěného na extrudovaném profilu vyvinutém přímo pro aplikaci na lineární osu a čtyř vozíků GSR15V, popřípadě GSR15T. Suport je nabízen ve dvou délkových rozměrech a do šířky přesahuje půdorys rámu lineární osy, také zde je počítáno s možností doplnit lineární osu o krycí měch nebo teleskopický kryt.

- zdvih 200 – 1180mm
- maximální zatížení v 77kg
- stoupání závitu 5, 16, 30 mm
- šířka x výška x délka – 116 x 76 x 240 + délka zdvihu [mm]
- suport šířka x délka – 154 x 126/154 [mm]
- maximální rychlost posuvu pro zdvih 800mm je $1,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$



Obr. 22 lineární osa THK - GL15 [24]

4 VOLBA KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

V této kapitole bude sestaveno konstrukční řešení hlavních komponent pro modulární systém lineární osy. V každé kapitole jsou nastíněny možnosti provedení, jejich výhody, nevýhody, nabídka výrobce a technická data použitých komponentů. Následně je vybráno konečné řešení.

4.1 KULIČKOVÝ ŠROUB A MATICE

Pro modulární systém lineární osy jsem zvolil kuličkové šrouby od firmy HIWIN. [25] Tento výrobce nabízí ucelenou nabídku Válcovaných, přesně okružovaných a broušených kuličkových šroubů (KŠ) z materiálu Cf 53 – 1.1213 s možností chromového povlakování proti korozi. Každá technologie výroby zajišťuje určitou výrobní přesnost (tab. 1).

Válcované šrouby o jmenovitém průměru $d = 8$ až $d = 16\text{ mm}$ se dodávají pouze s nepředepnutými maticemi s maximální vůlí $0,05\text{ mm}$. Tyto šrouby nelze osadit předepnutými maticemi z důvodu menší výrobní přesnosti, osazení předepnutou maticí by mohlo vést k zadření celého převodu. Korekce vůle je možná pouze výběrem větších kuliček obíhajících v matici.

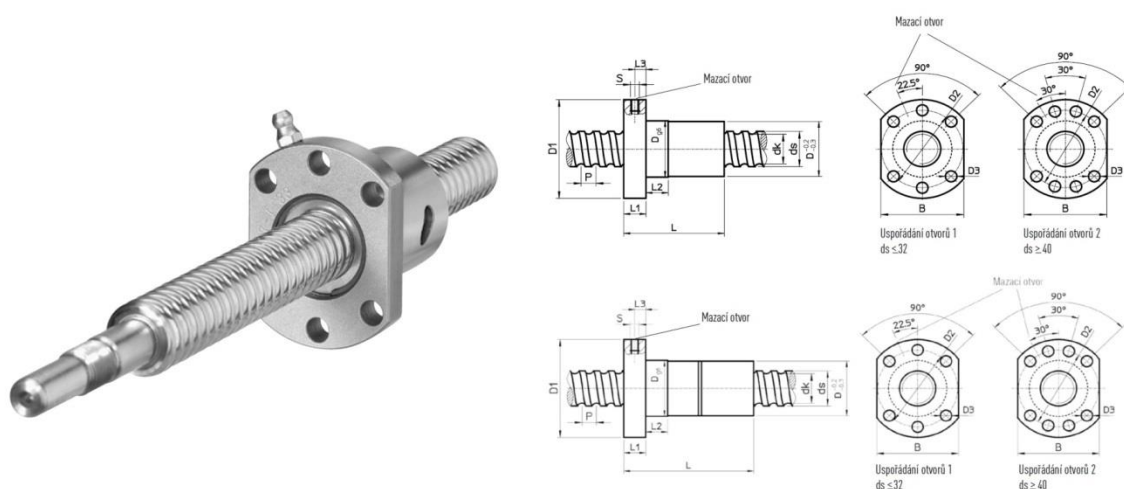
Přesně okružované šrouby se dodávají od velikosti jmenovitého průměru $d = 16\text{ mm}$, a to jak s nepředepnutými, tak s předepnutými maticemi. Je zde možnost volby druhu matice s přírubou nebo bez příruby. Okružované šrouby o průměru $d = 16\text{ mm}$ jsou nabízeny pouze se stoupáním závitu $p = 5\text{ mm}$.

Poslední nejpresnější a nejdražší variantou je broušený KŠ, tento se vyrábí pouze na zakázku podle výkresu zákazníka. Předepnuté i nepředepnuté matice jsou dodávány stejně jako pro přesně okružované šrouby. Stoupání závitu lze dle (tab. 1) volit od $p = 1\text{ mm}$ do $p = 50\text{ mm}$. Po konzultaci s výrobcem kuličkových šroubů HIWIN [25] byl rozsah stoupání upraven pro průměr $d = 16\text{ mm}$ na stoupání závitu od $p = 1\text{ mm}$ do $p = 16\text{ mm}$.

Provedení	Třída přesnosti (max. úchytko stoupání)	Rozsah průměrů	Rozsah stoupání
Válcované	IT 7 (0,052 / 300 mm)	8 - 63 mm	2,5 - 40 mm
Okružované	IT 5 (0,023 / 300 mm) IT 7 (0,052 / 300 mm)	16 - 80 mm	5 - 20 mm
Broušené	IT 1 (0,006 / 300 mm) IT 3 (0,012 / 300 mm) IT 5 (0,023 / 300 mm)	6 - 100 mm	1 - 50 mm

Tab. 1 přehled kuličkových šroubů HIWIN [25]

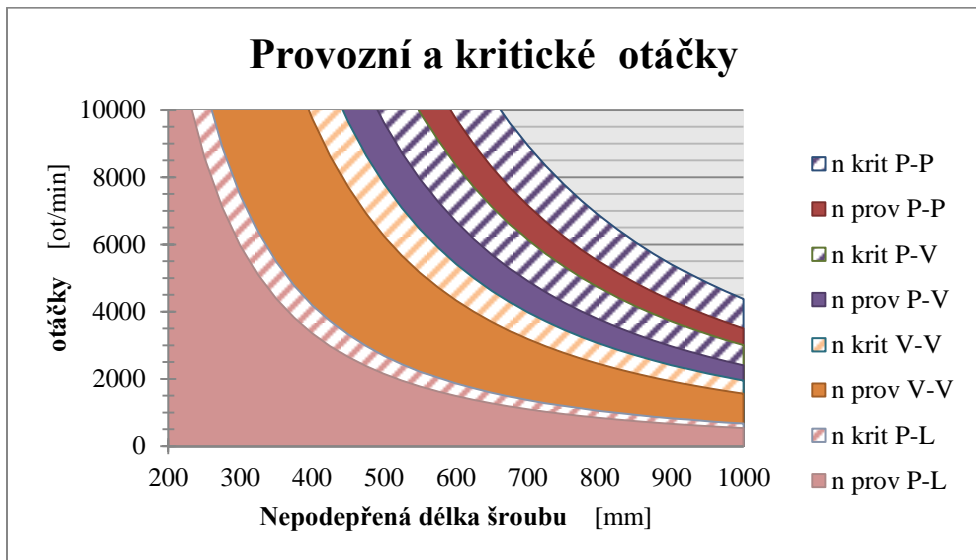
Z důvodu modularity lineární osy volím kuličkové šrouby o průměru $d = 16\text{mm}$ (obr. 23). Od tohoto rozměru bude možno v lineární ose zaměnit šrouby všech třech typů technologie výroby a dosáhnout tím požadované přesnosti bez nutnosti měnit ostatní komponenty. Díky zahrnutí okružovaných a broušených šroubů bude v případě použití předepnutých matic možno sestavit i převod zcela bez vůlí i při plném zatížení lineární osy.



Obr. 23 vlevo kuličkový šroub HIWIN, vpravo nahoře normální matice, dole předepnutá matice [25]

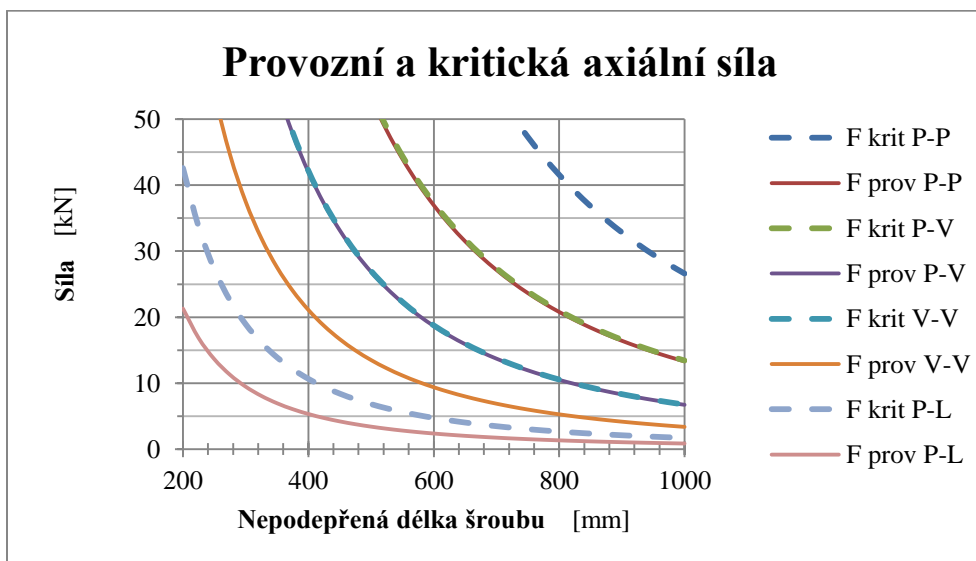
4.2 ULOŽENÍ ŠROUBŮ

Uložení kuličkového šroubu má velký vliv na tuhost celého systému, kritické a maximální provozní otáčky, kritické a maximální axiální zatížení. Do vztahu pro výpočet těchto parametrů (kap. 5.1.1-5.) je zahrnut koeficient uložení konců KŠ doporučený výrobcem HIWIN [25]. KŠ může být na svém konci uložen letmo (L), volně (V), pevně (P) a dále různými kombinacemi těchto typů uložení dle konkrétních požadavků. Pro názornost, jak zásadní vliv na maximální provozní a kritické otáčky může mít rozdílné uložení KŠ o jmenovitém průměru $d = 16\text{mm}$, jsem sestavil orientační graf (graf 1).



Graf 1 závislost kritických a provozních otáček na uložení a délce KŠ

Při volbě uložení je třeba uvažovat, mimo již zmíněné maximální provozní a kritické otáčky, také maximální provozní a kritické axiální zatížení kuličkového šroubu. Graf, který jsem sestrojil, opět vychází z doporučeného výpočtu výrobce HIWIN [25] a znázorňuje vliv uložení konců KŠ na výslednou provozní a kritickou axiální sílu, kterou můžeme šroub zatížit (graf 2).

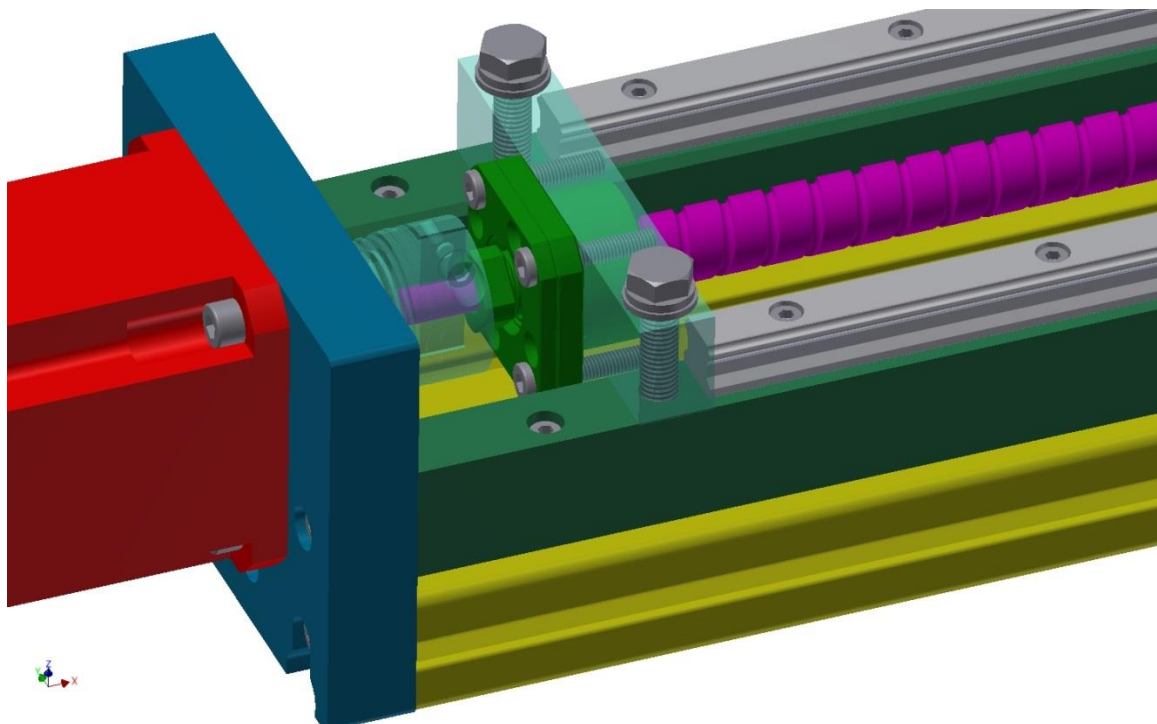


Graf 2 závislost provozní a kritické axiální síly na uložení KŠ

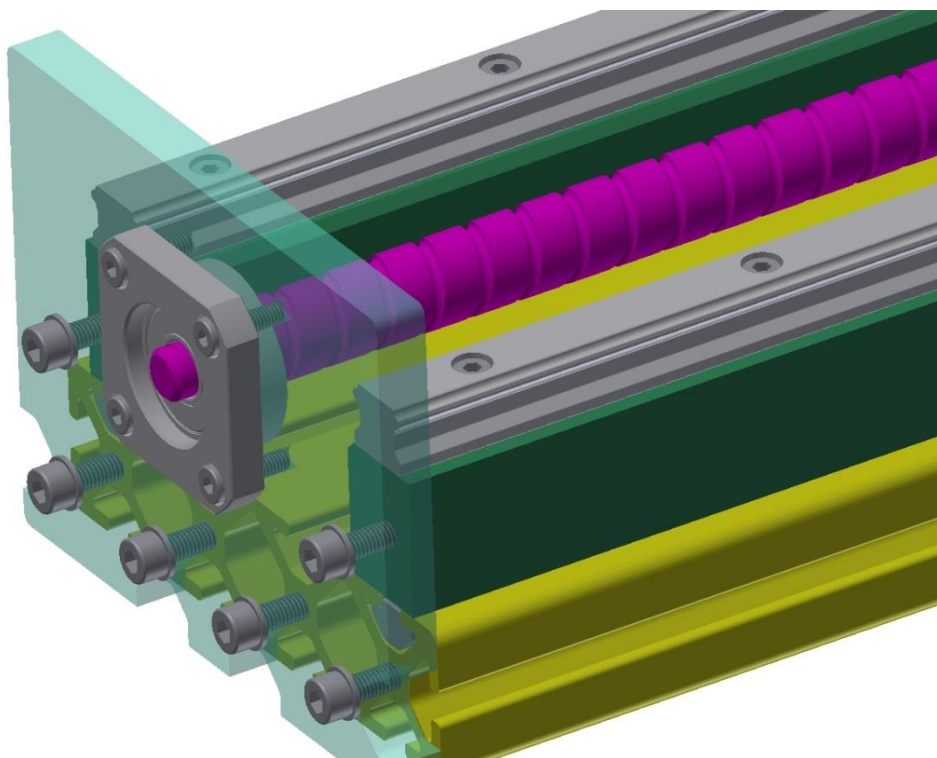
Z uvedených grafů je zřejmé, že kuličkový šroub o průměru $d = 16\text{mm}$ předběžně bude s jistými rezervami splňovat zadané hodnoty provozního zatížení a i rozsah provozních otáček by měl být dostačující.

Konstrukční řešení pro univerzální využití by mělo počítat také s provozem lineární osy jak v horizontální, tak ve vertikální poloze. Z důvodu zatížení ložiska radiální silou a axiální silou vznikající v obou pracovních polohách, je nezbytné minimálně jeden konec kuličkového šroubu uložit pevně pomocí radiálně-axiálního ložiska.

Konečné konstrukční řešení uložení kuličkového šroubu v rámu lineární osy bude ve variantě (P-V), tedy uložení na straně motoru pomocí domku s radiálně-axiálním ložiskem HIWIN FK12 (obr. 24) a na straně druhé pomocí domečku s radiálním ložiskem HIWIN FF12 (obr.25). Tím bude zajištěna také dilatace vlivem možné tepelné roztažnosti při provozu KŠ. V případě pevného uložení by se sice zvedly maximální provozní otáčky a axiální zatížení, ale bylo by nutno zajistit tepelnou dilataci v podobě mírného předepnutí šroubu na tah. Takto předepnutý šroub by vlivem zvyšování své teploty mohl postupně přecházet z tahu na tlak. Pro zadané parametry je ale zcela dostačující varianta uložení PEVNÉ – VOLNÉ.



Obr. 24 uložení kuličkového šroubu pomocí radiálně-axiálního ložiska



Obr. 25 uložení kuličkového šroubu pomocí radiálního ložiska

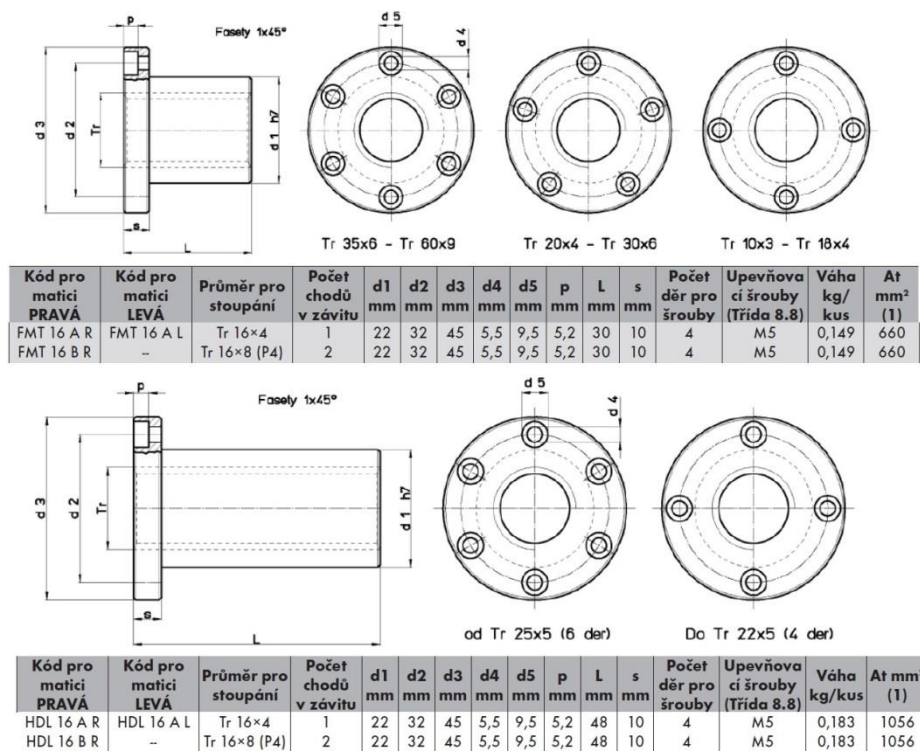
4.3 TRAPÉZOVÉ ŠROUBY

Pro modulární systém lineární osy jsem z důvodu snadné zaměnitelnosti zvolil trapézové šrouby stejného jmenovitého průměru jako u kuličkových šroubů $d = 16\text{mm}$ od výrobce MATIS [33]. Jedná se o trapézové šrouby z materiálu EN 10083-2 1C45 1.0503 s jednochodým závitem o stoupání $p = 4\text{mm}$ a dvojchodým závitem o stoupání $p = 8\text{mm}$. Šrouby jsou standardně vyráběny válcováním s maximální úchylkou stoupání $0,2/300\text{mm}$. Dále budou do nabídky zahrnuty šrouby identických parametrů z materiálu INOX A2-AISI 304 – 1.4301.

Všechny šrouby jsou doplněny o přírubové matice z cínového bronzu EN 1982 Cu Sn12-C-CC483K vyznačující se vysokou odolností proti otěru a opotřebení. Matice budou nabízeny ve standardním délkovém provedení FMT 16A,B a v dlouhé variantě HDL 16A,B,

kteřá umožňuje rozložit zatížení na více chodů závitů (obr. 26). Tyto matice lze více zatížit a dosáhnout s nimi vyšší rychlosti posuvu.

Výrobce MATIS [33], který nabízí také komponenty od výše zmíněného výrobce kuličkových šroubů HIWIN [25], nabízí k trapézovým šroubům identické příslušenství v podobě domku s radiálně-axiálním ložiskem, radiálním ložiskem a opracováním konců hřídele shodným s kuličkovými šrouby. Zaměnitelnost těchto komponent bude tedy naprosto snadná a konečná volba bude záviset pouze na požadovaných parametrech lineární osy.



Obr. 26 přírubové matice z cínového bronzu nahoře krátké provedení, dole dlouhé provedení [33]

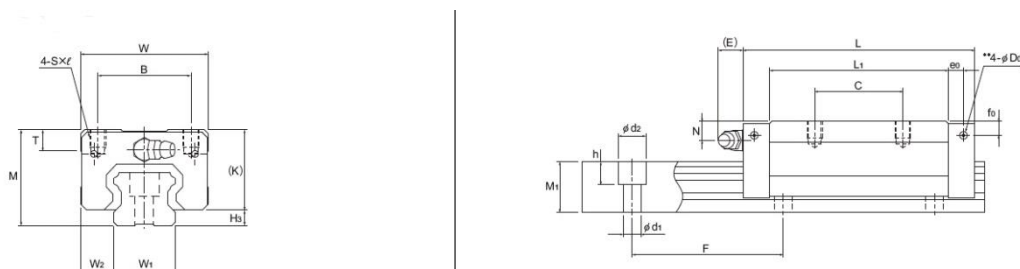
4.4 LINEÁRNÍ VEDENÍ

Jak bylo naznačeno v analýze problematiky, lineární osu lze osadit tvarovým vedením s vozíkem, nebo vodícími tyčemi s pouzdem (obr. 28) a to kluznou, nebo valivou variantou. Kluzné uložení jsem z výběru vyřadil jako první. Pro takto přesné polohování by vznikající třecí síly degradovaly kvalitu celého systému, dalším faktorem byla menší životnost kluzného

vedení oproti ostatním komponentám lineární osy. Valivé vedení odstraňuje nevýhody v podobě třecích sil vznikajících v kluzném vedení a přidává výhody v podobě delší životnosti a větší dynamické únosnosti. I přesto se při předběžných výpočtech s asymetricky umístěnou silou valivé pouzdra dostávali na hranici svých možností a bylo by vhodné zvýšit jejich jmenovitý průměr. Zvýšit jmenovitý průměr nepodepřených tyčí lineárního vedení by vyžadovala i maximální délka zdvihu lineární osy $l_z = 800mm$. Podepřené tyče by odstranily problém s délkou nepodepřených vodících tyčí, avšak otevřená valivá pouzdra jsou vhodná pouze pro radiální směr zatížení suportu a horizontální pracovní polohu lineární osy.

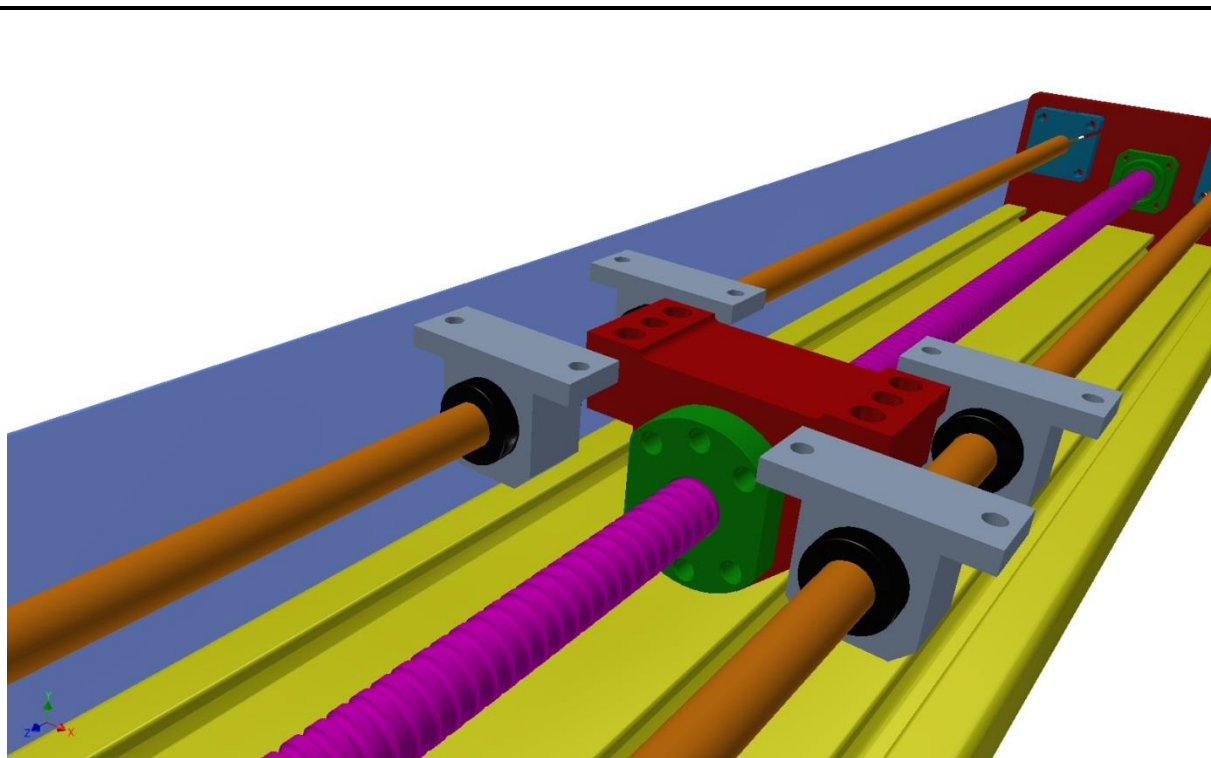
Pro univerzální využití se tedy ukázalo jako nejvhodnější použít tvarové vedení pomocí kolejnice a vozíku (obr. 29). Toto konstrukční řešení sebou nese několik dalších výhod v podobě zpevnění celého rámu, snadné instalace a seřízení souososti s kuličkovým šroubem. Dynamická únosnost a životnost vozíků je i při zachování minimálních rozměrů řádově vyšší než u vodících tyčí s valivými pouzdry. Další výhodou je možnost zatížení těchto vozíků ze všech směrů bez ztráty únosnosti a životnosti. Vozíky lze v případě potřeby jednoduše doplnit o přímé odměřování či zásobník s mazivem, nebo stěrače nečistot.

Pro modulární systém lineární osy jsem zvolil tvarové vedení SHS 15V (obr. 27) od výrobce THK nabízené firmou HENNLICH [26]. Dimenzování tvarového vedení proběhlo podle doporučeného výpočtu od výrobce (kap. 5.3).

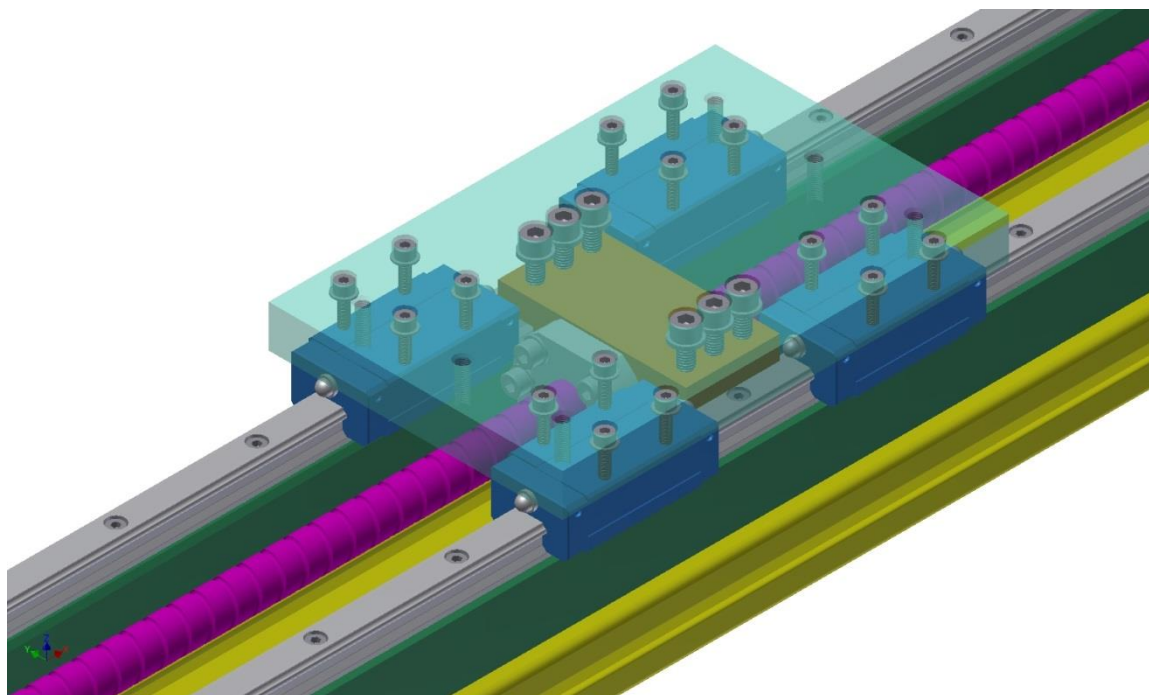


																				Unit: mm													
Model No.	Outer dimensions			LM block dimensions										Pilot hole for side nipple**			LM rail dimensions					Basic load rating		Static permissible moment kN-m*			Mass						
	Height	Width	Length	B	C	S×I	L ₁	T	K	N	E	Grease nipple	e _s	f _s	D _s	H _s	W _s W _g -0.05	W _s	M _s	F	d×d×h	Length*	C	C ₀	M ₀		M ₀		LM block	LM rail			
	M	W	L																						1 block	Double blocks	1 block	Double blocks					
																																kg	kg/m
SHS 15V	24	34	64.4	26	26	M4×4	48	5.9	21	5.5	5.5	PB1021B	4	4	3		3	15	9.5	13	60	4.5×7.5×5.3	2500	14.2	24.2	0.175	0.898	0.175	0.898	0.16	0.19	1.3	
SHS 15LV			79.4				63																17.2	31.9	0.296	1.43	0.296	1.43	0.212	0.22			

Obr. 27 tvarové vedení THK SHS 15V [26]



Obr. 28 varianta 1 lineární vedení pomocí vodících tyčí a valivých pouzder

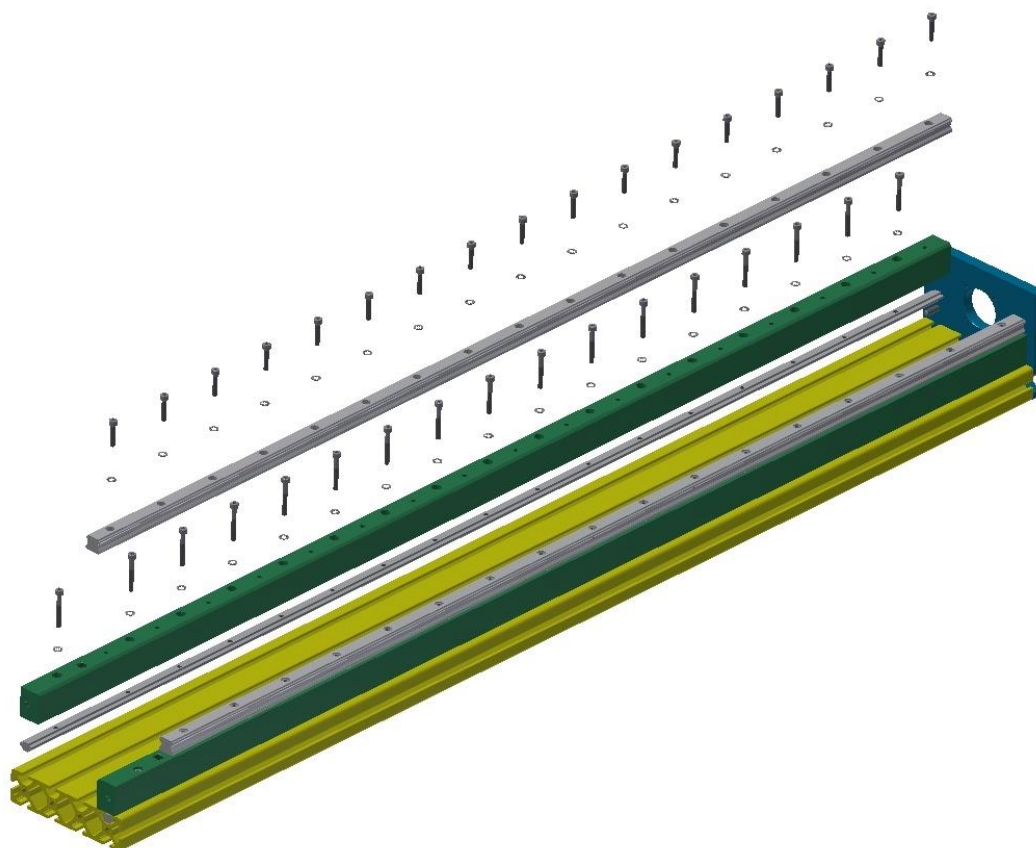


Obr. 29 varianta 2 lineární vedení pomocí tvarového vedení a vozíků

4.5 RÁM

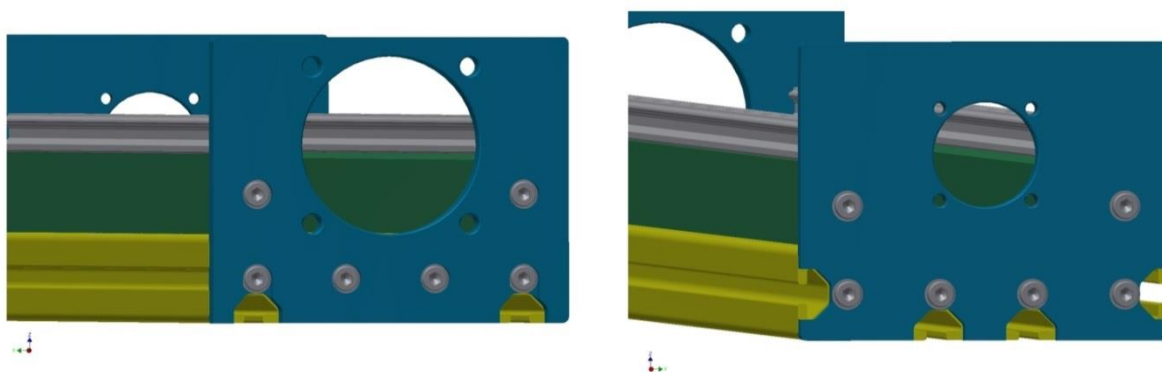
Z důvodu modularity systému lineární osy o zdvihu $l_z = 200 - 800\text{mm}$ je třeba navrhnout univerzální rám, který by se dal jednoduchým způsobem délkově upravovat, popřípadě na přání jednoduše přestavět. Po zvážení těchto faktorů jsem se rozhodl opustit původně uvažovanou variantu svařovaného rámu vyráběného v délkách $l_z = 200, 400, 600$ a 800mm a navrhnout univerzálnější a lehčí rám pomocí běžně dostupného extrudovaného profilu.

Základ rámu tvoří standardně dodávaný extrudovaný hliníkový profil PROFILE 6 120x30 NATURAL (obr. 30) od firmy ITEM [32]. Extrudovaný profil bude dále osazen zmíněnými dvěma kolejnicemi lineárního vedení od firmy HENNLICH [26] doplněnými o přesně obráběné podložky (obr. 30). Tyto podložky slouží nejen k přesnému vyrovnaní dosedacích ploch pro tvarové vedení a nepatrnému zúžení zástavbových rozměrů, ale také ustavují osu kolejnice tvarového vedení nad osu kuličkového šroubu. Tím bude zamezeno možnému přenosu nežádoucích sil na kuličkový šroub. Dále podložky plní funkci výztuhy rámu a příruby.



Obr. 30 rozpad rámu z extrudovaného profilu ITEM, T-profil, přesné podložky, kolejnice

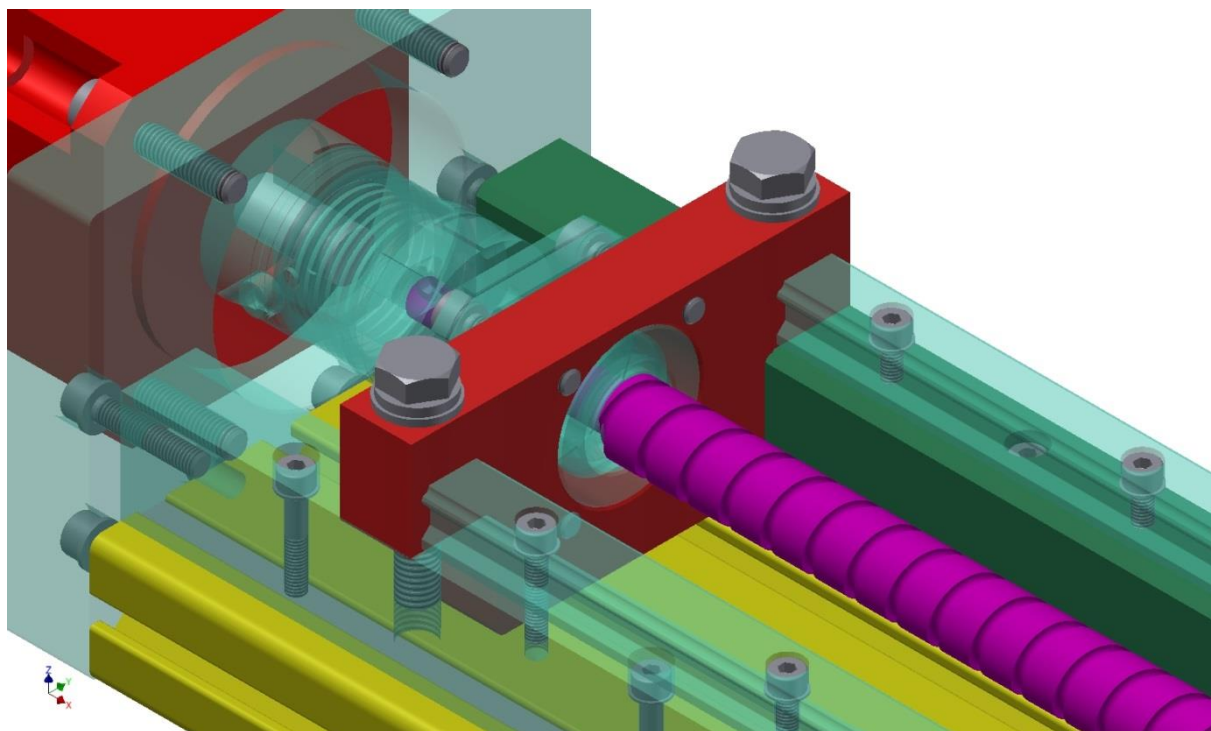
Přesné podložky jsou k extrudovanému profilu připevněny pomocí T-profilu GROOVE PROFILE AL6 NATURAL od firmy ITEM [32], určeného pro výše zmíněný extrudovaný profil a pomocí šroubového spoje. Pro zajištění přesnosti polohy jsou na svých koncích ještě pevně spojeny s přírubou (obr. 31a,b)



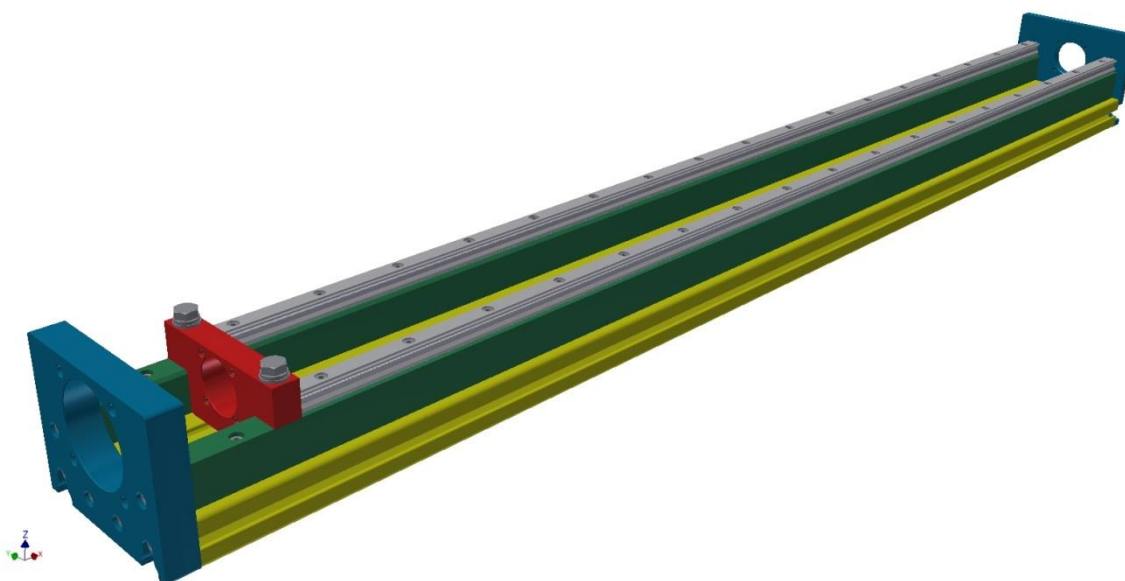
Obr. 31 a) příruba pro uložení motoru b) příruba pro radiální ložisko

Extrudovaný profil spolu s přesnými podložkami a T-profilem se bude krátit na požadovaný délkový rozměr. Na jedné straně bude osazen univerzální přírubou určenou pro domeček s radiálním ložiskem zajišťující volné uložení kuličkového šroubu (obr. 31b) a na straně druhé bude umístěna příruba pro uchycení servomotoru (obr. 31a). Příruba pro uchycení motoru je navržena ve třech variantách rozměrů otvorů pro uložení příslušné řady servomotoru, nebo krokového motoru. (více v kapitole 6 „Modulární systém“). Dále jsou do jednotlivých přírub vyfrézovány otvory pro snadný přístup k bočním a spodním T-drážkám profilu, tyto drážky budou variabilně sloužit pro uchycení lineární osy k základně. Celá sestava rámu je znázorněna na (obr. 33).

Poslední částí rámu je navržena příruba pro uložení domku s radiálně-axiálním ložiskem zajišťující pevné uložení kuličkového šroubu (obr. 32). Příruba je spojena s přesnými podložkami pomocí dvou šroubů. Tato příruba bude do rámu přenášet veškeré axiální síly od pevného uložení kuličkového šroubu, z tohoto důvodu na ni bude v další části práce zpracována pevnostní analýza.



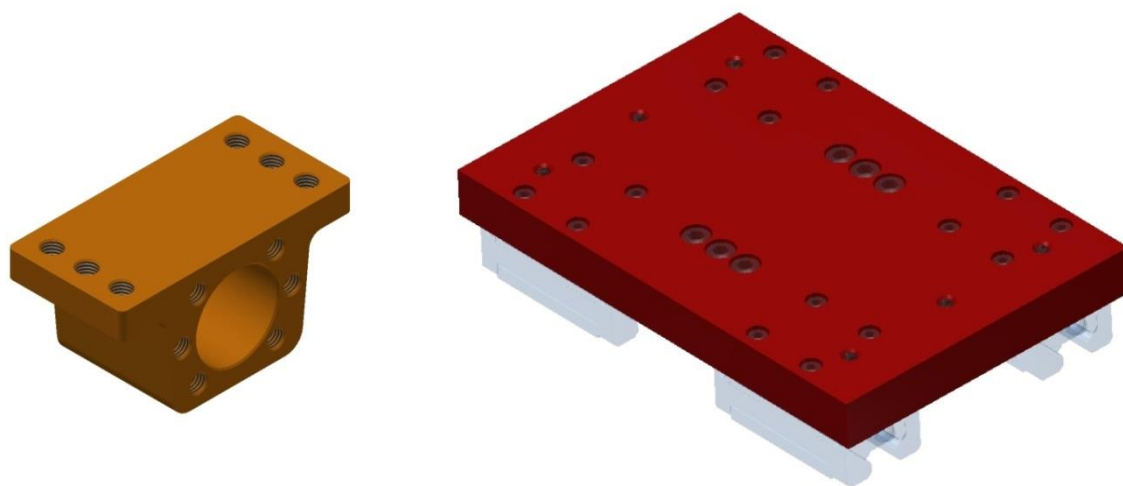
Obr. 32 příruba pro uchycení radiálně-axiálního ložiska



Obr. 33 pohled na smontovaný rám

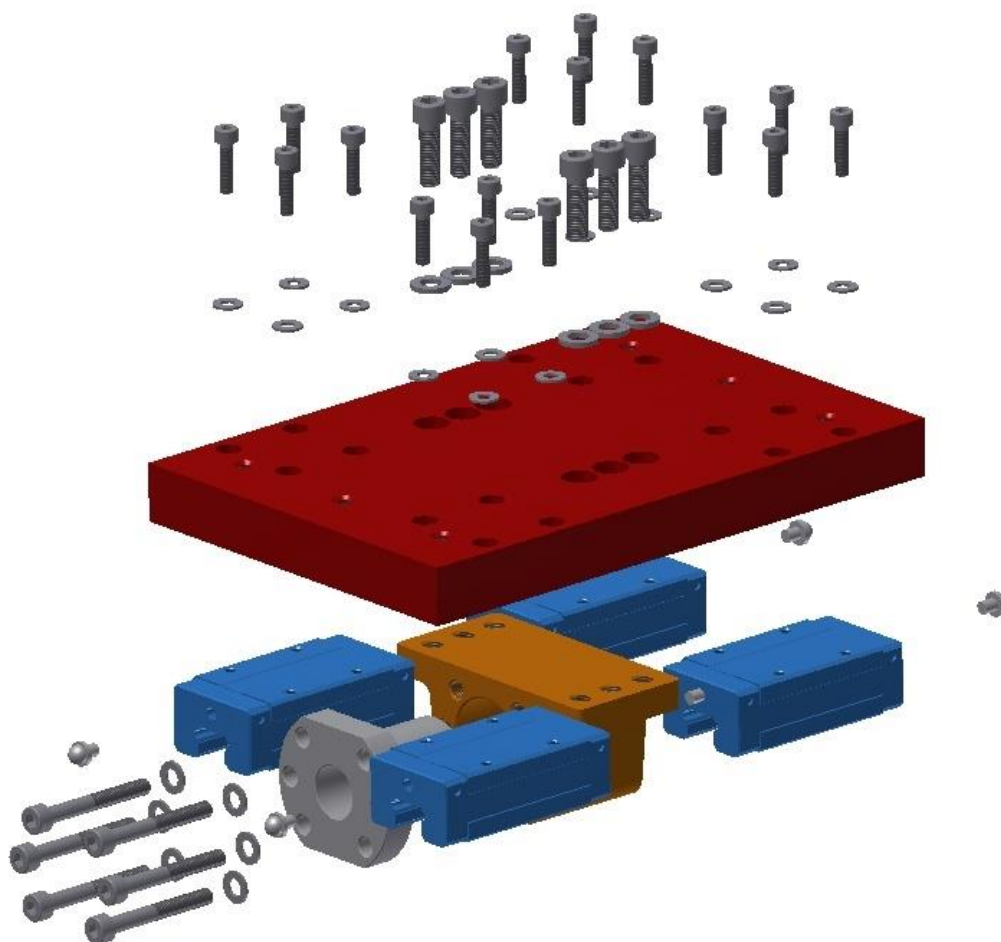
4.6 SUPORT

Konstrukční řešení suportu se odvíjí od použitého typu matice a typu lineárního vedení. Můj původní záměr byl z důvodu redukce šířkových rozměrů navrhnout suport monolitický. Do tohoto suportu by se přímo montovala matice kuličkového šroubu s přírubou. Tato varianta by však nekorespondovala s modulárním systémem lineární osy ve smyslu možnosti jednoduše zaměnit stávající upínací desku (obr. 34b) za desku jiných rozměrů. Navíc by výroba suportu z jednoho kusu byla neúměrně nákladnější, než výroba upínací desky doplněné o standardizovaný domek matice. Firma HIWIN [25], od které je zvolen kuličkový šroub, matice i ložiska, bohužel nenabízí vhodný design domku kuličkové matice, proto jsem přistoupil na návrh vlastního domku kuličkové matice (obr. 34a) splňující mnou požadované rozměry. Pro uložení trapézové matice jsem navrhnul identický domek upravený o menší vrtání a rozdílné umístění otvorů pro šrouby. Na domek kuličkové matice, jehož materiál je oproti domku pro trapézové matice zeslaben vlivem většího vrtání, je v této práci zpracována pevnostní analýza.



Obr. 34 a) domek matice, b) upínací deska

Celý suport (obr. 35) tvoří samotný domek matice, doplněný o upínací desku (obr. 34b), která slouží jak pro upnutí koncového zařízení, tak k pevnému spojení zmiňovaného domku matice a vozíků lineárního vedení. Vše je zajištěno pomocí rozebíratelného šroubového spojení. V případě potřeby je tedy možné upínací desku vyměnit za jinou splňující individuální požadavky. Samozřejmostí je použití stejného suportu pro celý rozsah délkových rozměrů ($l_z = 200 - 800mm$) a pro všechny typy nabízených kuličkových a trapézových šroubů. Pozice suportu, respektive pozice upínací desky navržena tak, aby nedocházelo ke kolizi s rámem lineární osy v případě osazení větší upínací deskou, nebo koncovým zařízením přesahujícím půdorys lineární osy. Ke kolizi může dojít pouze v jediném případě a to na straně příruby pro motor při osazení dvěma nejvýkonnějšími nabízenými krokovými motory. V případě potřeby pohybu efektoru, nebo suportu nad touto oblastí by se mezi upínací desku a koncové zařízení musely vložit vymežovací podložky.



Obr. 35 rozpad suport

4.7 SERVOMOTORY A KROKOVÉ MOTORY

Pro modulární systém jsem vybral dva synchronní servomotory řady CMP (obr. 36) od firmy SEW-EURODRIVE [27] poskytující krouticí moment od 1,3 do 2,4 Nm při volitelných jmenovitých otáčkách 3000, 4500 a 6000 [$ot \cdot min^{-1}$]. Tyto motory jsou určeny pro nejnáročnější aplikace a přesné polohování. Výrobce uvádí možnost až 4,75 násobné přetížení motoru. Řada CMP je standardně dodávána s inkrementálním odměřováním polohy pomocí resolveru s možností doplnění o absolutní odměřování a volitelnou brzdou servomotoru. Motory lze v případě potřeby osadit planetovou, nebo kuželovou servo-převodovkou s možností snížení vůle v zubech. Podrobné technické data jednotlivých motorů budou zpracovány v kapitole 6 „Modulární systém“.

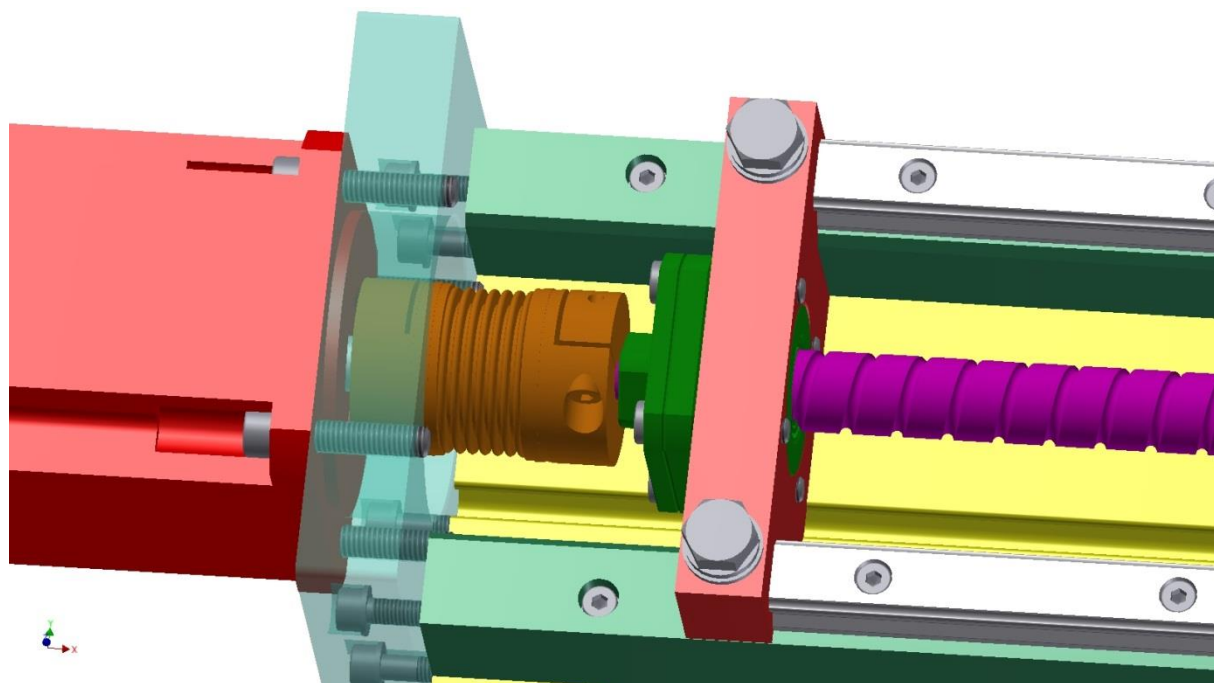
Dále jsem pro modulární systém vybral čtyři krokové motory řady SM (obr. 36) od výrobce MICROCON [34] poskytující statický moment od 0,8 do 8,5 Nm. Momentová charakteristika krokových motorů není tak plochá jako u servomotorů a se vzrůstajícími otáčkami dochází ke ztrátě momentu, proto budou v modulárním systému zařazeny pro méně náročné aplikace s menšími rychlostmi posuvu. Ke každému motoru bude přiřazen samostatný graf pro přesné určení požadovaného momentu při určitých otáčkách.



Obr. 36 servomotory CMP- SEW EURODRIVE [27], krokové motory SM- MICROCON [34]

4.8 SPOJKA

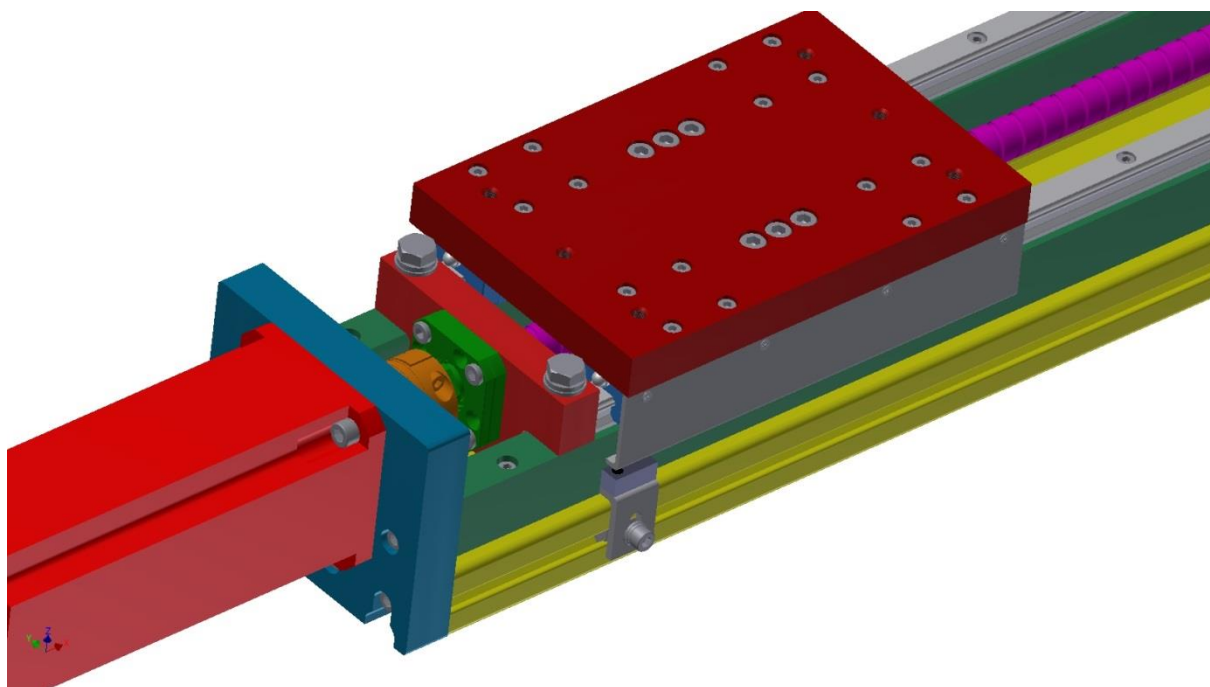
Z důvodu zamezení přenosu nežádoucích sil na ložiska motoru a uložení kuličkového, případně trapézového šroubu, bude na straně radiálně-axiálního ložiska umístěna bezvůlová vlnovcová spojka GSP 16 od firmy HABEKORN [17] (obr. 37). Spojka je na hřídeli kuličkového šroubu a motoru upnuta pomocí svěrného spoje. Na přání lze spojku doplnit o náboj a realizovat tak tvarový styk pomocí těsného pera, který zabráni pootočení v případě přetížení. Jmenovitý krouticí moment spojky je 5Nm a maximální krouticí moment 10Nm. Jmenovitý průměr hřídelů je od $d = 5mm$ do $d = 16mm$.



Obr. 37 uložení bezvůlové vlnovcové spojky

4.9 ODMĚŘOVÁNÍ

Cílem této práce není návrh ani vyřešení řízení elektromotoru, proto zde pouze naznačím možnosti, kterými lze lineární osu doplnit o odměřování polohy. Jak bylo zmíněno, servomotory jsou vybaveny inkrementálním odměřováním pomocí resolveru umístěným přímo na motoru. Tento způsob odměřování bude pro řadu aplikací dostačující. Je však nutné zajistit umístění snímačů koncových a referenčních poloh. Pro tyto účely je možnost suport doplnit o boční krytování a indukční snímače koncových poloh (obr. 38), které lze umístit na rám lineární osy pomocí bočních T-drážek v profilu. V případě absolutního odměřování je možné nalepit magnetickou pásku na přesnou podložku rámu vymezující výšku lineárního vedení a snímač umístit na boční krytování suportu.



Obr. 38 příklad umístění indukčního snímače koncové polohy

5 KONTROLNÍ VÝPOČET LINEÁRNÍ OSY

V této kapitole budou dimenzovány základní komponenty lineární osy. Pevnostním výpočtům bude podroben kuličkový šroub, trapézový šroub a lineární vedení. Jelikož se jedná o modulární systém a neznáme konkrétní zvolenou konfiguraci, tzn. délku lineární osy, stoupání závitu kuličkového šroubu a umístění zatížení na suportu, nelze se zabývat pouze jedním pevnostním výpočtem. Proto bude celá kapitola demonstrovat postup výpočtu vybrané konfigurace s maximálními hodnotami zatížení, aby byla ověřena správná funkce lineární osy. Později na základě použitých vztahů bude v kap. 6 „Modulární systém“ sestaven, nebo využit stávající algoritmus pro tvorbu přehledových grafů. Dále v případě potřeby proběhne korekce zvoleného konstrukčního řešení a bude zhotoven 3D model v programu Autodesk Inventor 2013. V tomto programu budou také zpracovány zmíněné pevnostní analýzy jednotlivých komponent.

Při výpočtu kuličkového šroubu a lineárního vedení jsem narazil na velké množství koeficientů a podstatných výpočtů týkajících se povahy pracovního cyklu lineární osy a povahy zatížení. Proto jsem pro kontrolní výpočty doplnil zadání o mnou zvolené požadavky, které by lineární osa měla splňovat. Zvolené hodnoty vycházejí z nabídky konkurence, tím dosáhneme jistého srovnání konkurenceschopnosti lineární osy.

Upřesnění požadavků:

- Rychlost posuvu max. 1 [$m \cdot s^{-1}$]
- Pravidelný pracovní cyklus 10x tam a zpět za 1 minutu
- Čisté pracovní prostředí bez možnosti vniknutí nečistot do mechanismu
- Stálé zatížení při pracovním cyklu
- Přesné opakování polohy
- Symetrické zatížení na suportu
- Požadovaná životnost 5000 [h]
- Maximální délka zdvihu 800 [mm] (tzn. maximální délka dle zadání)
- Zatížení 800 [N] (tzn. plné zatížení dle zadání)

5.1 KULIČKOVÝ ŠROUB

5.1.1 VÝPOČET KRITICKÝCH OTÁČEK KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Kritické otáčky kuličkového šroubu je třeba vypočítat z důvodu možného vzniku rezonance šroubu při provozu. Při výpočtu se zohledňuje nepodepřená délka kuličkového šroubu, průměr šroubu a zvolený typ uložení konců šroubu v rámu. Celý výpočet je proveden dle doporučení výrobce kuličkových šroubů HIWIN. [25]

Na základě zvoleného konstrukčního řešení (kap. 4.2.) bude v kontrolním výpočtu zahrnuto pouze uložení PEVNÉ – VOLNÉ s hodnotou koeficientu uložení 1,88 (obr. 39).

$$n_{KRIT\ K\dot{S}} = k_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 \quad (1)$$

$$n_{KRIT\ K\dot{S}} = 1,88 \cdot \frac{16}{1005^2} \cdot 10^8$$

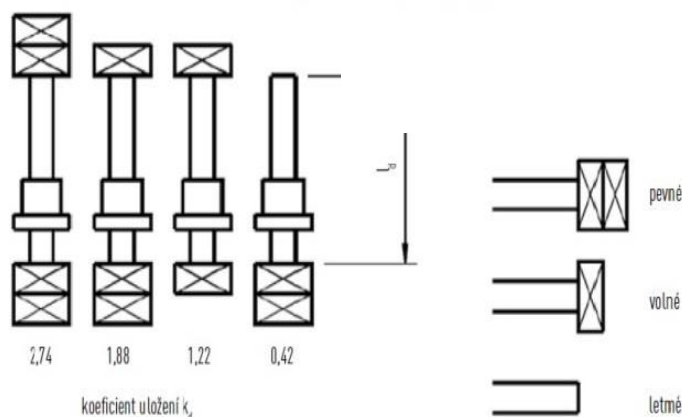
$$n_{KRIT\ K\dot{S}} = 2978,1 \text{ min}^{-1}$$

kde: $n_{KRIT\ K\dot{S}}$ – kritické otáčky kuličkového šroubu [min^{-1}]

k_d – koeficient uložení [–]

d_k – průměr šroubu [mm]

l_d – délka šroubu [mm]



Obr. 39 typy uložení a koeficient k_d [25]

5.1.2 VÝPOČET MAXIMÁLNÍCH PROVOZNÍCH OTÁČEK KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Výpočet maximálních provozních otáček kuličkového šroubu se odvíjí od výsledné hodnoty kritických otáček kuličkového šroubu. Tímto výpočtem eliminujeme možnost přiblížení se kritickým otáčkám při provozu. Dle doporučení výrobce nesmí provozní otáčky dosáhnout 0,8 násobku kritických otáček kuličkového šroubu KŠ. [25]

$$n_{PROV\ K\check{S}} = n_{KRIT\ K\check{S}} \cdot 0,8 \quad (2)$$

$$n_{PROV\ K\check{S}} = 2978,1 \cdot 0,8$$

$$n_{PROV\ K\check{S}} = 2382,5 \text{ min}^{-1}$$

kde: $n_{PROV\ K\check{S}}$ – maximální provozní otáčky KŠ [min^{-1}]

5.1.3 KONTROLA OTÁČKOVÉHO FAKTORU

Tento výpočet kontroluje tzv. D_n faktor, neboli otáčkový faktor, což je násobek průměru kuličkového šroubu a požadovaných maximálních otáček. Výsledná hodnota nesmí překročit stanovené hodnoty doporučené výrobcem HIWIN [25]:


- Válcovaný šroub max. 70 000
- Válcovaný šroub s vymezenou vřtí 90 000
- Okružovaný a broušený šroub 90 000
- Broušené šrouby a speciální matice 130 000

$$D_n = d_k \cdot n_{max} \Rightarrow n_{max} = \frac{D_n}{d_k} \quad (3)$$

$$n_{max1} = \frac{70000}{16} = 4375 \text{ min}^{-1} \quad (4)$$

$$n_{max2} = \frac{90000}{16} = 5625 \text{ min}^{-1} \quad (5)$$

$$n_{max3} = \frac{130000}{16} = 8125 \text{ min}^{-1} \quad (6)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 53
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

kde: n_{max1} – maximální otáčky pro válcovaný šroub [min^{-1}]

n_{max2} – maximální otáčky pro válcovaný šroub s vymezenou vřutí, okružovaný a broušený šroub [min^{-1}]

n_{max3} – maximální otáčky pro broušené šrouby a speciální matice [min^{-1}]

5.1.4 VÝPOČET KRITICKÉ VZPĚRNÉ SÍLY KŠ

Výpočet kritické vzpěrné síly určuje teoretickou hranici, kdy již dochází k deformaci kulíkového šroubu. Vlivem této deformace by mohlo dojít k zadření, nebo destrukci převodu. I v této části výpočtu je rozhodující nepodepřená délka šroubu, průměr šroubu a koeficient uložení (obr. 40), jehož hodnota se pro výpočet vzpěrné síly liší od hodnoty pro výpočet kritických otáček. [25]

$$F_{KRIT\ K\check{S}} = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 \quad (7)$$

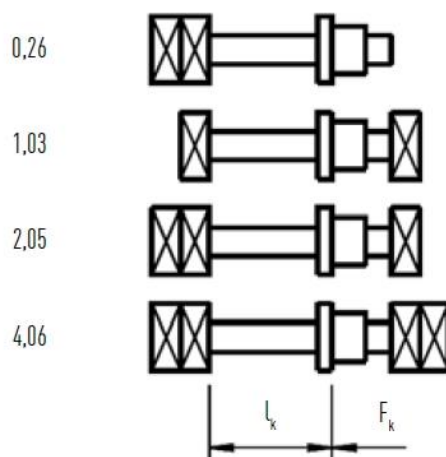
$$F_{KRIT\ K\check{S}} = 2,05 \cdot \frac{16^4}{1005^2} \cdot 10^5$$

$$F_{KRIT\ K\check{S}} = 13301,5\ N$$

kde: $F_{KRIT\ K\check{S}}$ – kritická vzpěrná síla KŠ [N]

l_k – nepodepřená délka hřídele [mm]

k_k – koeficient uložení krit. vzpěr [–]



Obr. 40 koeficient uložení k_k [25]

5.1.5 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO PROVOZNÍHO ZATÍŽENÍ KŠ

Maximální axiální provozní zatížení KŠ je podobně jako u maximálních provozních otáček KŠ redukováno tak, aby se zabránilo přiblížení kritickým hodnotám. Dle doporučení výrobce HIWIN [25] nesmí maximální provozní axiální síla přesáhnout 0,5 násobek provozní axiální síly.

$$F_{PROV K\check{S}} = F_{KRIT K\check{S}} \cdot 0,5 \quad (8)$$

$$F_{PROV K\check{S}} = 13301,5 \cdot 0,5$$

$$F_{PROV K\check{S}} = 6650,8 \text{ N}$$

kde: $F_{PROV K\check{S}}$ – maximální provozní axiální zatížení KŠ [N]

Z výsledku je zřejmé, že pro zadané zatížení $F = 800 \text{ N}$ je šroub předimenzován a tedy i pro nejdelší variantu lineární osy vyhovuje.

5.1.6 VÝPOČET STŘEDNÍHO ZATÍŽENÍ

Výpočet středního zatížení F_m je třeba uvažovat, pokud se zatížení lineární osy během pracovního cyklu mění. Jeho hodnota potom může výrazně ovlivnit životnost celého zařízení. Pro výpočet je třeba doplnit konkrétní hodnoty z provozu, proto zde bude uveden pouze vztah pro konstantní otáčky a proměnlivé zatížení, podle kterého by se životnost kuličkového šroubu posuzovala. V následujících kapitolách budu počítat stále s plnou zátěží lineární osy. [25]

$$F_s = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^x F_i^3 \cdot \frac{t_i}{100}} \quad (9)$$

$$F_s = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{t_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{t_2}{100} + F_3^3 \cdot \frac{t_3}{100} \dots \dots F_n^3 \cdot \frac{t_n}{100}}$$

kde: F_s – střední zatížení [N]

F_i – zatížení [N]

x – počet různých zatěžovacích cyklů během jednoho cyklu [–]

t_i – poměrná doba v % po kterou působí zatížení F_i

5.1.7 VÝPOČET ŽIVOTNOSTI KULIČKOVÉHO ŠROUBU V PROVOZNÍCH HODINÁCH

Pro určení minimální životnosti kuličkového šroubu jsem zvolil variantu plného axiálního zatížení šroubu $F = 800$, kterou jsem ještě navýšil o předpokládané zatížení hmotností suportu, tedy $F_m = 850\text{N}$. Otáčky odpovídají maximálním hodnotám provozních otáček kuličkového šroubu při nepodepřené délce $l_k = 1005\text{mm}$, tedy $n_m = 2382,5\text{ min}^{-1}$. Dle katalogu výrobce HIWIN je dynamická únosnost pro okružované kuličkové šrouby $C_{dyn} = 9600\text{N}$ a pro válcované šrouby $C_{dyn} = 7320\text{N}$. [25]

$$L_{ho} = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} \quad (10)$$

$$L_{ho} = \left(\frac{9600}{850} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{2382,5 \cdot 60}$$

$$L_{ho} = 10077,9 \cong 10078 \text{ h}$$

$$L_{hv} = \left(\frac{7320}{850} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{2382,5 \cdot 60} \quad (11)$$

$$L_{hv} = 4467,8 \cong 4468 \text{ h}$$

kde: C_{dyn} – dynamická únosnost [N]

L_{ho} – životnost okružovaného kuličkového šroubu [h]

L_{hv} – životnost válcovaného kuličkového šroubu [h]

n_m – střední otáčky [min^{-1}]

5.1.8 VÝPOČET HNACÍHO KROUTÍCÍHO MOMENTU

Výrobce doporučený výpočet hnacího kroučícího momentu pro převod rotačního pohybu na přímočarý pohyb je závislý na změně axiální síly, stoupání závitu kuličkového šroubu a na účinnosti převodu, který je standardně doporučen $\eta = 0,88 [-]$. Při kontrolním výpočtu opět dosadím maximální hodnotu axiální síly $F_m = 850 \text{ [N]}$. Tření ve valivém vedení suportu lze pro jeho minimální vliv zanedbat. [25]

Dále je ze vztahu patrné, že velikost potřebného momentu bude silně ovlivněna stoupáním závitu. To se bude týkat konkrétně případu osazení lineární osy broušenými kuličkovými šrouby, u kterých lze volit stoupání až $p = 16 \text{ mm}$.

Vzorový výpočet byl proveden pro stoupání závitu $p = 16 \text{ mm}$. Tento šroub bude vrcholovou variantou v nabídce modulárního systému a k jeho provozu bude potřeba největší kroučící moment.

$$M_k = \frac{F_m \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} \quad (12)$$

$$M_k = \frac{850 \cdot 16}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88}$$

$$M_k = 2,46 \text{ N} \cdot \text{m}$$

M_k – hnací krouticí moment [$\text{N} \cdot \text{m}$]

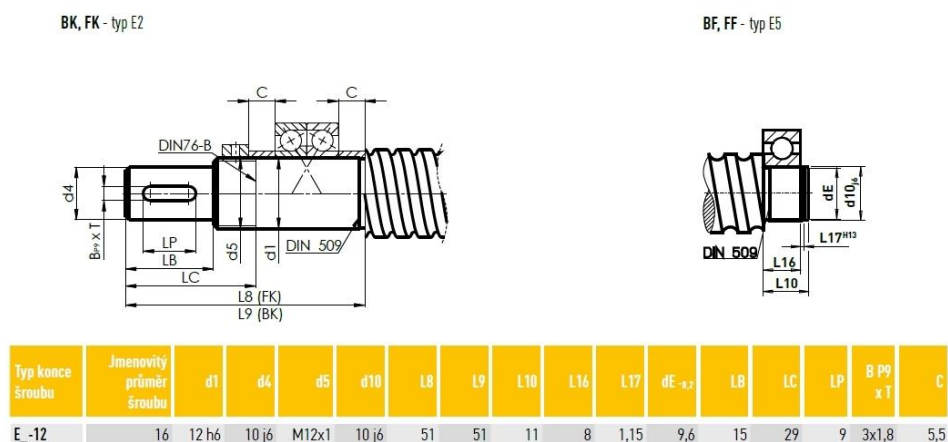
p – stoupání kuličkového závitu [mm]

F_m – axiální síla působící na matici [N]

η – účinnost $[-]$

5.1.9 KONTROLA HŘÍDELE KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Výrobce HIWIN [25] vyrábí standardní typy konců hřídelů pro jednotlivé průměry kuličkových šroubů uvedené ve svém katalogu (obr. 41), popřípadě nabízí také zakázkovou úpravu dle výkresů zákazníka.



Obr. 41 konce kuličkových šroubů HIWIN

V kapitole 5.1.8. byl stanoven maximální krouticí moment při plném zatížení a maximálním stoupání zavitu KŠ. Nyní provedeme kontrolu hřídele v jeho nejslabším místě, tzn. v místě těsného pera.

$$d_1 = d - T = 10 - 1,2 = 8,8mm \quad (13)$$

kde: d_1 – průměr hřídele kuličkového šroubu v místě těsného pera [mm]

d – průměr hřídele kuličkového šroubu bez těsného pera [mm]

T – hloubka drážky pro těsné pero v hřídeli [mm]

$$\tau_{max} = \frac{M_k \cdot r}{J_p} ; J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \Rightarrow \tau_{max} = \frac{\frac{M_k \cdot d}{2}}{\frac{\pi \cdot d^4}{32}} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_{max} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_1^3} \quad (14)$$

$$\tau_{max} = \frac{16 \cdot 2460}{\pi \cdot 8,8^3} = 18,4MPa$$


kde: J_p – kvadratický moment průřezu v krutu [mm⁴]

τ_{max} – maximální napětí v krutu [MPa]

Kuličkové šrouby HIWIN [25] jsou vyráběny z konstrukční oceli 12060. Tato ocel má dle strojnických tabulek [28] dovolené napětí v krutu v rozmezí $\tau_{dov} = 150$ až $210MPa$. Při kontrole jsem použil nejnižší hodnotu $\tau_{dov} = 150 Mpa$.

$$\tau_{max} \leq \tau_{dov} \quad (15)$$

$$18,4 \leq 150$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 59
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Standardně opracovaný konec kuličkového šroubu při maximálním zatížení lineární osy vyhovuje.

5.1.10 KONTROLA TĚSNÉHO PERA

V dalším kroku je třeba prověřit standardně dodávaný rozměr těsného pera. Dle strojních strojnických tabulek [28] musí délka pera splňovat následující:

$$l \geq \frac{4 \cdot M_k}{p_d \cdot h \cdot d} \quad (16)$$

$$9 \geq \frac{4 \cdot 2460}{120 \cdot 3 \cdot 10}$$

$$9 \geq 2,73$$

kde: p_d – dovolený tlak pro neposuvný ocelový náboj [MPa]

h – výška pera [mm]

d – průměr hřídele [mm]

Délka standardně dodávaného pera vyhovuje, poslední kontrola bude tedy kontrola stykového tlaku pera a náboje pružné spojky.


$$\frac{4 \cdot M_k}{l_p \cdot h \cdot d} \leq p_d \quad (17)$$

$$\frac{4 \cdot 2460}{9 \cdot 3 \cdot 10} \leq 120$$

$$36,4 \leq 120$$

kde: l_p – délka těsného pera [mm]

Standardně dodávaný rozměr těsného pera při maximálním zatížení lineární osy vyhovuje.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 60
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5.2 TRAPÉZOVÝ ŠROUB

Při použití trapézových pohybových šroubů je třeba zajistit optimální hodnotu kluzného tření na bok závitu šroubu a matice. Správným dimenzováním je zajištěno, že nebude docházet k přehřívání převodu, které by mělo za následek nadměrné opotřebení závitu. Dimenzování trapézového šroubu bylo provedeno dle doporučeného výpočtu výrobce MATIS [33].

5.2.1 VÝPOČET TAKU DOSEDACÍ PLOCHY

Při kontrolním výpočtu jsem použil maximální axiální zatížení lineární osy navýšené o přibližnou hmotnost suportu $F_m = 850N$. [33]

$$p_m = \frac{F_m}{A_t} \quad (18)$$

$$p_m = \frac{850}{1056}$$


$$p_m = 0,81 \text{ MPa}$$

kde: A_t – celková dosedací plocha mezi ozuby šroubu a ozuby matice na ploše kolmé k ose [mm^2]

p_m – tlak na dosedací plochu [MPa]

5.2.2 VÝPOČET RYCHLOSTI KLOUZÁNÍ A KLUZNÝCH PODMÍNEK

Při výpočtu rychlosti klouzání jsem do vztahu dosadil požadovanou rychlost posuvu $V_{tr} = 1m \cdot s^{-1} = 60m \cdot min^{-1}$ a úhel sklonu šroubovice pro dvojchodý závit 16x8 $\alpha = 10^\circ 19'$. Rychlost posuvu pro kontrolní výpočet jsem volil s ohledem na největší dosahovanou rychlost posuvu válcovaného kuličkového šroubu s podobným stoupáním $p = 10mm$. [33]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 61
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$$V_{st} = \frac{V_{tr}}{\sin \alpha} \quad (19)$$

$$V_{st} = \frac{60}{\sin 10^\circ 19'}$$

$$V_{st} = 335 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde: V_{st} – rychlost klouzání [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

V_{tr} – rychlost posuvu [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

α – úhel sklonu šroubovice [$^\circ$]

Pro dodržení kluzných podmínek bronzových matic je třeba provést kontrolní výpočet zahrnující zatížení matice a rychlost klouzání. Tento výsledek je třeba srovnat s výrobcem doporučenou maximální hodnotou pro určité provozní podmínky. Jedná se o tyto maximální hodnoty:

- Zóna 1 nepřetržitý provoz s vysokou životností matice

$$V_{p_m \max 1} \leq 21 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot \text{m} \cdot \text{min}^{-1}$$

- Zóna 2 omezený provoz se zajištěním stálého mazání

$$V_{p_m \max 2} \leq 80 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot \text{m} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$V_{p_m} = p_m \cdot V_{st} \quad (20)$$

$$V_{p_m} = 0,81 \cdot 335$$

$$V_{p_m} = 271 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot \text{m} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde: V_{p_m} – kluzné podmínky [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot \text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

$V_{p_m \max 1}$ – max. hodnota kluzných podmínek v zóně 1 [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot \text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

$V_{p_m \max 2}$ – max. hodnota kluzných podmínek v zóně 2 [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot \text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

Kontrola pro zónu 1: $271 \nless 21$

Kontrola pro zónu 2: $271 \nless 80$

Z výsledku je patrné, že trapézový šroub v této rozměrové kategorii nelze použít pro takto velké rychlosti polohování a nemůže konkurovat kuličkovým šroubům. Do modulárního systému však budou tyto šrouby zařazeny pro méně náročné aplikace a menší rychlosti polohování. V kapitole 6 „Modulární systém“ bude na základě těchto vztahů vypracován algoritmus pro tvorbu grafů.

5.2.3 URČENÍ KRITICKÉ VZPĚRNÉ SÍLY TRAPÉZOVÉHO ŠROUBU

Na rozdíl od kuličkových šroubů výrobce neuvádí vztah pro výpočet kritické vzpěrné síly trapézových šroubů. Kritická vzpěrná síla se pouze odečítá z orientačních grafů, které zohledňují zvolené uložení konců šroubu. Při maximální nepodepřené délce šroubu $l \cong 1000mm$ a uložení konců PEVNÉ-VOLNÉ má kritická vzpěrná síla hodnotu $F_{krit TR} \cong 3250N$. Doporučený koeficient bezpečnosti tuto hodnotu ještě redukuje na polovinu tedy $F_{prov TR} \cong 1625N$. Pro námi uvažované maximální zatížení $F = 850N$ je takto získaný orientační výsledek vyhovující a tento šroub vyhoví ve všech délkových variantách lineární osy.

5.2.4 KRITICKÉ OTÁČKY TRAPÉZOVÉHO ŠROUBU

Také pro kritické otáčky trapézového šroubu výrobce uvádí pouze orientační graf zohledňující uložení konců šroubu a montážní přesnost. Pro nepodepřenou délku trapézového šroubu $l \cong 1000mm$ jsou stanoveny kritické otáčky $n_{KRIT TR} \cong 2500 min^{-1}$. Tyto otáčky ještě koriguje bezpečnostní koeficient montážní přesnosti $k_{tr} = 1,7[-]$. [33]

$$n_{PROV TR} = \frac{n_{KRIT TR}}{k_{tr}} \quad (21)$$

$$n_{PROV TR} = \frac{2500}{1,7}$$

$$n_{PROV TR} = 1470 min^{-1}$$

kde: $n_{PROV TR}$ – maximální provozní otáčky trapézového šroubu [min^{-1}]

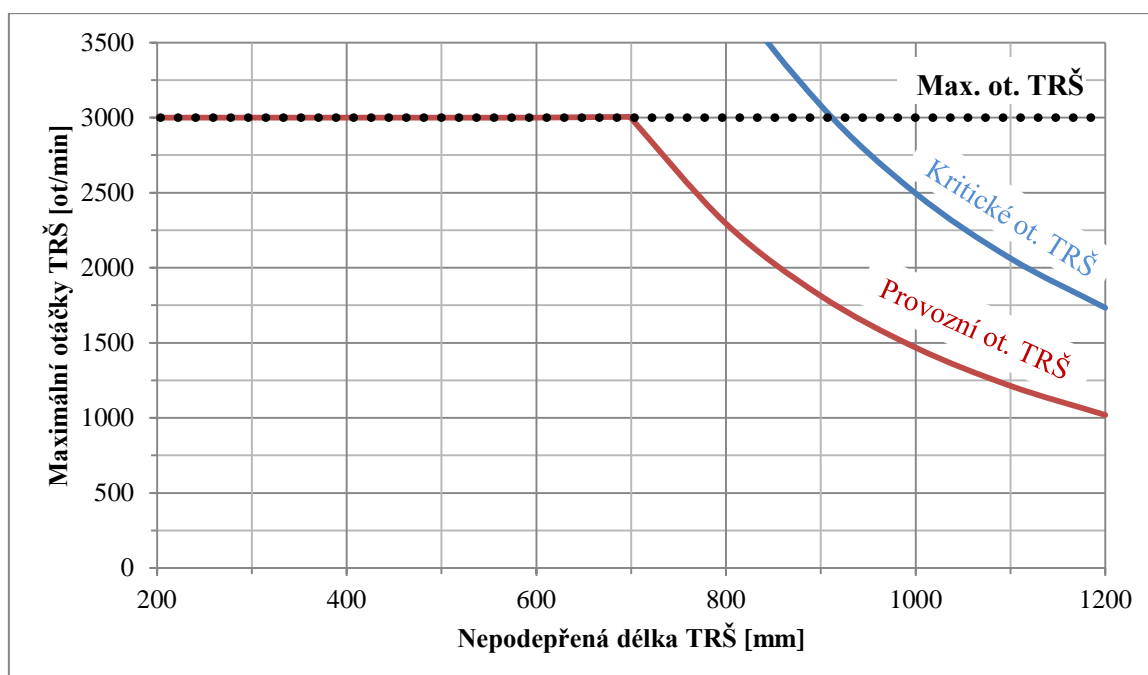
Z důvodu pozdější implementace maximálních otáček do modulárního systému jsem porovnal hodnoty kritických otáček kuličkových šroubů získané pomocí vztahu (1) a odečtené hodnoty z grafu trapézových šroubů. Pro získání přesnějších výsledků jsem provedl korekci koeficientu uložení tak, aby odpovídal hodnotám pro trapézové šrouby, tedy $k_{dTR} = 1,56[-]$. Takto jsem získal přesnější, nikoli však přesné, výsledky pro tvorbu grafu omezení maximálních otáček pro různé délky lineární osy (graf 3). Tyto výsledky později využiji pro modulární systém. Je třeba ještě upozornit, že maximální provozní otáčky všech trapézových šroubů o jmenovitém průměru $d = 16mm$ jsou omezeny hodnotou $n=3000 \text{ min}^{-1}$.

$$n_{KRIT1TR} = k_{dTR} \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 \quad (22)$$

$$n_{KRIT1TR} = 1,56 \cdot \frac{16}{1005^2} \cdot 10^8$$

$$n_{KRIT1TR} = 2471,2 \text{ min}^{-1}$$

kde: k_{dTR} – upravený koeficient uložení [–]



Graf 3 provozní otáčky trapézových šroubů

5.2.5 VÝPOČET KROUTÍCÍHO MOMENTU

Obdobně jako u kuličkového šroubu lze pomocí vzorce (12) vypočítat potřebný kroucí moment pro elektromotor. Výrobce doporučena účinnost převodu je přiřazena ke každému šroubu zvlášť a dosazuje se z katalogu. Pro kontrolní výpočet jsem opět zvolil kombinaci největšího axiálního zatížení a největšího stoupání závitu. [33]

$$M_k = \frac{F_m \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} \quad (23)$$

$$M_k = \frac{850 \cdot 8}{2000 \cdot \pi \cdot 0,63}$$

$$M_k = 1,7 \text{ Nm}$$

Výpočet zanedbává působení třecích sil v ložiskách a valivém vedení, proto je výrobcem doporučeno vypočtenou teoretickou hodnotu navýšit o 30%. [33]

$$M_{k30} = M_k \cdot 1,3 \quad (24)$$

$$M_{k30} = 1,7 \cdot 1,3$$

$$M_{k30} = 2,2 \text{ Nm}$$

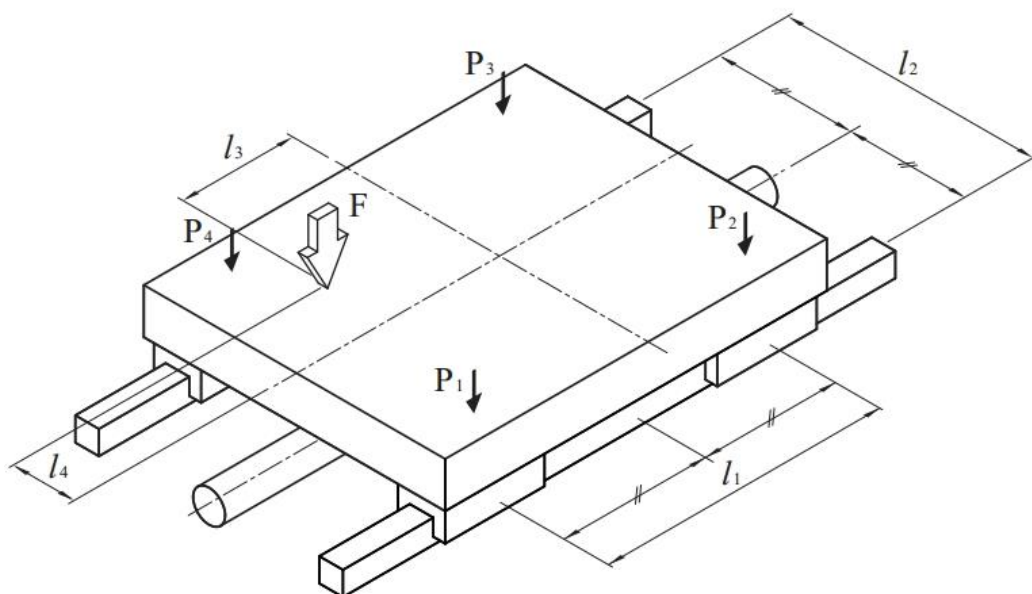
5.3 LINEÁRNÍ VEDENÍ

V této části jsem provedl kontrolní výpočet únosnosti, životnosti a intervalu doplňování maziva lineárního vedení doporučený výrobcem THK divize HENNLICH [26]. Z důvodu požadavku na univerzální využití bylo třeba propočítat tři základní možnosti směru zatížení a orientace suportu (obr. 42,43,44). Pro nespočet dalších specifických směrů a míst působení síly by bylo třeba podle konkrétních požadavků individuálně ověřit únosnost a životnost lineárního vedení. Následující výpočet tedy ověří jen běžné montážní polohy lineární osy, na jejíž upínací desce bude symetricky umístěné působíště zatížení $F = 800 \text{ N}$ dle zadání. Poté budou v (kap 6.3.) pomocí získaných algoritmů vytvořeny grafy, které orientačně znázorní vzrůstající zatížení vozíku při asymetrickém umístění síly od středu suportu a stanoví maximální možnou vzdálenost. Kontrolní výpočet nezahrnuje hmotnost upínací desky, která je pro tento případ zanedbatelná.

5.3.1 VÝPOČET ZATÍŽENÍ LINEÁRNÍHO VEDENÍ

▪ HORIZONTÁLNÍ POLOHA [26]

Výpočet kontroluje únosnost jednotlivých vozíků při zatížení silou ve středu suportu, popřípadě při zatížení asymetricky umístěnou silou. Tento výpočet zahrnuje pouze radiální směr působení síly vzhledem k vozíku (obr. 42).



Obr. 42 zatížení radiální silou na suportu [13]

$$P_1 = \frac{F}{4} + \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{l_3}{l_1}\right) - \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{l_4}{l_2}\right) \quad (25)$$

$$P_2 = \frac{F}{4} - \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{l_3}{l_1}\right) - \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{l_4}{l_2}\right) \quad (26)$$

$$P_3 = \frac{F}{4} - \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{l_3}{l_1}\right) + \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{l_4}{l_2}\right) \quad (27)$$

$$P_4 = \frac{F}{4} + \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{l_3}{l_1}\right) + \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{l_4}{l_2}\right) \quad (28)$$

kde: l_1 – vzdálenost mezi středy vozíků v podélném směru [mm]

l_2 – vzdálenost mezi středy kolejnic [mm]

l_3 – vzdálenost zatížení od středu suportu v podélném směru [mm]

l_4 – vzdálenost zatížení od středu suportu v příčném směru [mm]

$P_{1,2,3,4}$ – zatížení působící na vozík č. 1,2,3,4 [N]

Z uvedených vzorců vyplývá, že v případě umístění síly do středu suportu v příčném i podélném směru budou všechny čtyři vozíky zatěžovány rovnoměrně. Zjednodušeným výpočtem dostaneme tyto hodnoty:

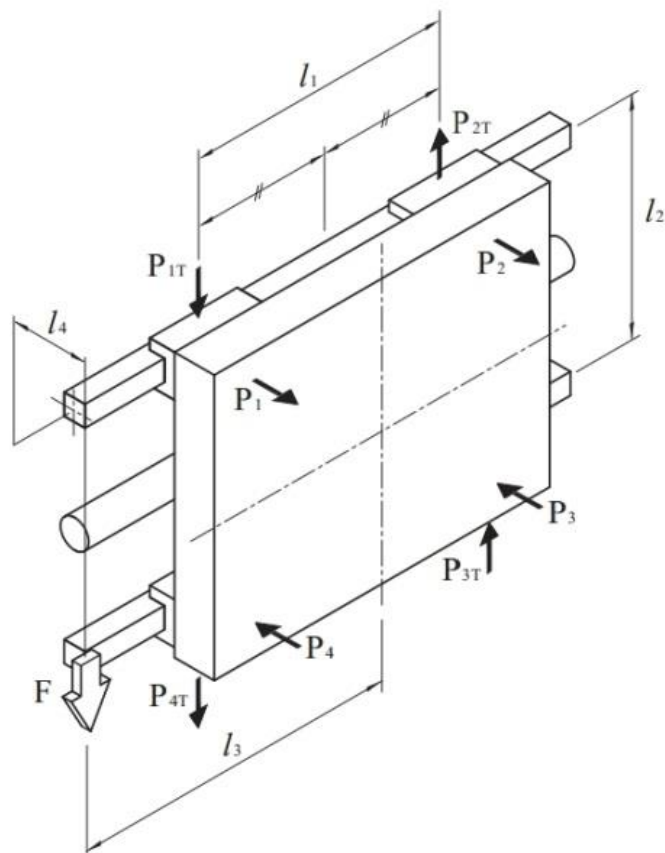
$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{F}{4} \quad (29)$$

$$P_{1,2,3,4} = \frac{800}{4} = 200 \text{ [N]}$$

▪ VERTIKÁLNÍ POLOHA 1 [26]

Výpočet kontroluje únosnost jednotlivých vozíků v případě jak symetrického, tak asymetrického zatížení suportu. Poloha suportu je však natočena o 90° do vertikální pracovní pozice (obr. 43). Zde bude třeba určit maximální vzdálenost působíště síly $F[N]$ od středu suportu, tedy vzdálenost $l_3[mm]$ a vzdálenost od středu tvarového vedení $l_4[mm]$.

Pro kontrolní výpočet opět umístím působíště síly symetricky do středu suportu vzdálenost $l_3 = 0mm$, vzdálenost $l_4 = 31,45mm$ odpovídá vzdálenosti povrchu upínací desky od osy tvarového vedení a vzdálenost $l_2 = 85mm$ je rozchod kolejnic tvarového vedení.



Obr. 43 zatížení tangenciální silou [13]

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{F \cdot l_4}{2 \cdot l_2} \quad (30)$$

$$P_{1T} = P_{4T} = \frac{F}{4} + \frac{F \cdot l_3}{2 \cdot l_1} \quad (31)$$

$$P_{2T} = P_{3T} = \frac{F}{4} - \frac{F \cdot l_3}{2 \cdot l_1} \quad (32)$$

kde: $P_{1,2,3,4T}$ – tangenciální zatížení vozíku č. 1,2,3,4 [N]

Z uvedených vzorců vyplývá, že nejvíce je zatěžovaný vozík č.1 a 4, a to kombinovaným radiálním a tangenciálním zatížením. Pro další výpočet je třeba vyčíslit obě tyto maximální hodnoty.

$$P_4 = \frac{F \cdot l_4}{2 \cdot l_2} \quad (33)$$

$$P_4 = \frac{800 \cdot 31,45}{2 \cdot 85}$$

$$P_4 = 148 \text{ N}$$

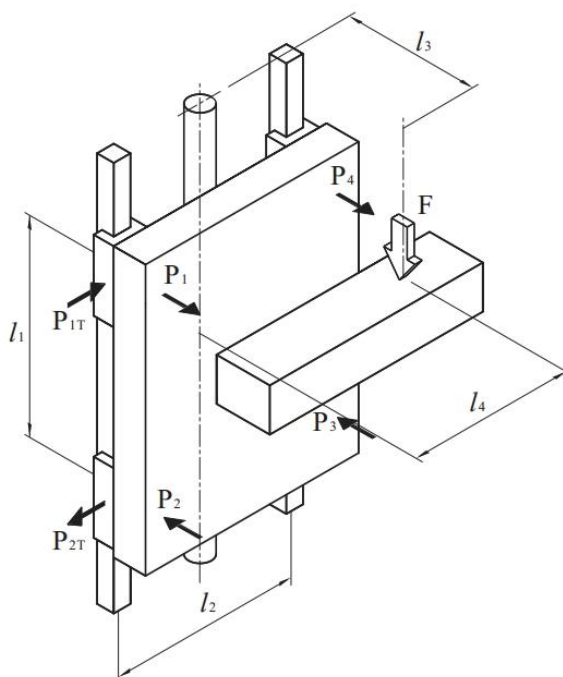
$$P_{4T} = \frac{F}{4} + \frac{F \cdot l_3}{2 \cdot l_1} \quad (34)$$

$$P_{4T} = \frac{800}{4} + \frac{800 \cdot 0}{2 \cdot 114}$$

$$P_{4T} = 200 \text{ N}$$

▪ VERTIKÁLNÍ POLOHA 2 [26]

Výpočet kontroluje zatížení jednotlivých vozíků v případě zatížení symetrické nebo asymetrické síly na suportu nebo mimo něj při jeho natočení do vertikální polohy. Nyní má ovšem síla shodný směr s osou lineárního vedení (obr. 44). Pro kontrolní výpočet bude opět působíště síly umístěno do středu suportu $l_4 = 0 \text{ mm}$ a vzdálenost $l_3 = 39 \text{ mm}$ odpovídá vzdálenosti povrchu suportu od osy kuličkového šroubu.



Obr. 44 zatížení shodné s osou lineárního vedení [13]

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{F \cdot l_3}{2 \cdot l_1} \quad (35)$$

$$P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{F \cdot l_4}{2 \cdot l_1} \quad (36)$$

V případě symetrického zatížení jsou zatěžovány vozíky pouze v radiálním směru stejnou silou s opačnou orientací. Pro kontrolní výpočet použijí zatížení spodních vozíků.

$$P_2 = P_3 = \frac{F \cdot l_3}{2 \cdot l_1} \quad (37)$$

$$P_2 = P_3 = \frac{800 \cdot 39}{2 \cdot 114}$$

$$P_2 = P_3 = 136,8N$$

Takto jsme získali potřebné výsledky pro určení největšího možného zatížení vozíku v základních pracovních polohách lineární osy při symetricky umístěném maximálním zatížení $F = 800N$. Dále do výpočtů zahrneme pouze největší zatížení vozíku získané podle vztahu (33), (34), což je kombinované zatížení v horizontální poloze 1. Hodnota tohoto zatížení v radiálním směru je $P_4 = 148N$ a ve směru tangenciálním $P_{4T} = 200N$.

5.3.2 VÝPOČET EKVIVALENTNÍHO ZATÍŽENÍ

Výpočtem ekvivalentního zatížení rozumíme korekci jednotlivých výsledků zatížení podle směru působení na vozík lineárního vedení. Mnou zvolený typ vozíku SHS-V se čtyřmi řadami kuliček má oba dva koeficienty směru rovny jedné. Pro tento typ tedy není směr zatížení rozhodující. [26]

$$P_E = X \cdot P_{R(L)} + Y \cdot P_T \quad (38)$$

$$P_E = 1 \cdot P_{R(L)} + 1 \cdot P_T = 1 \cdot P_{4T} + 1 \cdot P_4$$

$$P_E = 1 \cdot 200 + 1 \cdot 148$$

$$P_E = 348 \text{ N}$$

kde: P_E – ekvivalentní zatížení [N]

X, Y – koeficienty směru zatížení $[-]$

P_R – zatížení v radiálním směru [N]

P_L – zatížení v protiradiálním směru [N]

P_T – zatížení v tangenciálním směru [N]

5.3.3 VÝPOČET EKVIVALENTNÍ ÚNOSNOSTI

Výpočet ekvivalentní únosnosti vozíku znamená výrobcem doporučený přepočet statické a dynamické únosnosti vozíku v závislosti na směru působení zatížení na vozík. Dle katalogu výrobce THK divize HENNLICH [26] pro vozík typu SHS 15V určíme:

$$C_L = C_T = C = 1,42kN \quad (39)$$

$$C_{0L} = C_{0T} = C_0 = 24,2kN \quad (40)$$

kde: C_0 – statická únosnost [N]

C_{0L} – statická únosnost protiradiální směr [N]

C_{0T} – statická únosnost tangenciální směr [N]

C – dynamická únosnost [N]

C_L – dynamická únosnost protiradiální směr [N]

C_T – dynamická únosnost tangenciální směr [N]

5.3.4 STATICKÝ BEZPEČNOSTNÍ FAKTOR

Statický bezpečnostní faktor $f_s[-]$ určuje minimální hodnotu, kdy je vhodné použít vybraný typ lineárního vedení. Při výsledné menší hodnotě by bylo nutné vybrat jiný typ a dále počítat s těmito upravenými hodnotami.

- Radiální zatížení: $\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C \cdot C_0}{P_R} \geq f_s$ (41)

- Protiradiální zatížení: $\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C \cdot C_{0L}}{P_L} \geq f_s$ (42)

- Tangenciální zatížení: $\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C \cdot C_{0T}}{P_T} \geq f_s$ (43)

f_H – faktor tvrdosti $[-]$

f_T – faktor teploty $[-]$

f_C – faktor zatížení $[-]$

f_s – statický bezpečnostní faktor zatížení $[-]$

Dle tabulek 8,9,11,12 str. 67 v katalogu výrobce THK divize HENNLICH [26] jsem určil jednotlivé faktory tvrdosti, teploty a zatížení. V případě vozíků typu SHS 15V jsou hodnoty $f_H = f_T = f_C = 1 [-]$. Dále známe největší radiální a protiradiální zatížení vozíku $P_{R(L)} = 148 \text{ N}$ a největší tangenciální zatížení vozíku $P_T = 200 \text{ N}$. Po dosazení dostáváme:

- Radiální zatížení: $\frac{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 24200}{148} \geq f_s \Rightarrow 163,5 \geq f_s$ (44)

- Protiradiální zatížení: $\frac{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 24200}{148} \geq f_s \Rightarrow 163,5 \geq f_s$ (45)

- Tangenciální zatížení: $\frac{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 24200}{200} \geq f_s \Rightarrow 121 \geq f_s$ (46)

Po srovnání výsledných hodnot s (tab. 2) je zřejmé, že takto zatížený vozík je možno používat v jakémkoli provozu.

Machine using the LM Guide	Load conditions	Lower limit of f_s
General industrial machinery	Without vibration or impact	1.0 to 3.5
	With vibration or impact	2.0 to 5.0
Machine tool	Without vibration or impact	1.0 to 4.0
	With vibration or impact	2.5 to 7.0

Tab. 2 minimální hodnoty statického bezpečnostního faktoru [27]

5.3.5 VÝPOČET NOMINÁLNÍ ŽIVOTNOSTI

Nominální životností se rozumí předpokládaná životnost lineárního vedení v $[km]$, kterou urazí 90% lineárních vedení ze stejné skupiny bez prvních únavových trhlinek. Pro kuličkové provedení vozíků dle výrobce THK divize HENNLICH [26] platí:

- Nominální životnost lineárního vedení $[km]$

$$L_m = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_C} \right)^3 \cdot 50 \quad (47)$$

$$L_m = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} \cdot \frac{14200}{348} \right)^3 \cdot 50$$

$$L_m = 691433,7 \text{ km}$$

kde: L_m – nominální životnost $[km]$

C – základní dynamická únosnost $[N]$

P_C – vypočítané zatížení $[N]$

f_W – koeficient závislosti na rychlosti posuvu $[-]$ [26]

- Nominální životnost lineárního vedení v [h]

$$L_h = \frac{L_m \cdot 10^6}{2 \cdot l_z \cdot n_1 \cdot 60} \quad (48)$$

$$L_h = \frac{691433,7 \cdot 10^6}{2 \cdot 800 \cdot 10 \cdot 60}$$

$$L_h = 720243,4 \text{ h}$$

kde: L_h – životnost lineárního vedení [h]

l_z – zdvih lineární osy [mm]

n_1 – počet pracovních cyklů [–]

5.3.6 VÝPOČET NOMINÁLNÍ ŽIVOTNOSTI PRO BEZÚDRŽBOVÉ MAZÁNÍ

Výpočet nominální životnosti mazání zaručuje minimální interval, po který není nutné doplňovat mazivo do vozíku. [26]

$$L_1 = \left(\frac{F_0}{f_W \cdot P_C} \right)^{1,57} \cdot 50 \quad (49)$$

$$L_1 = \left(\frac{14200}{1,7 \cdot 348} \right)^{1,57} \cdot 50$$

$$L_1 = 7344,8 \text{ km}$$

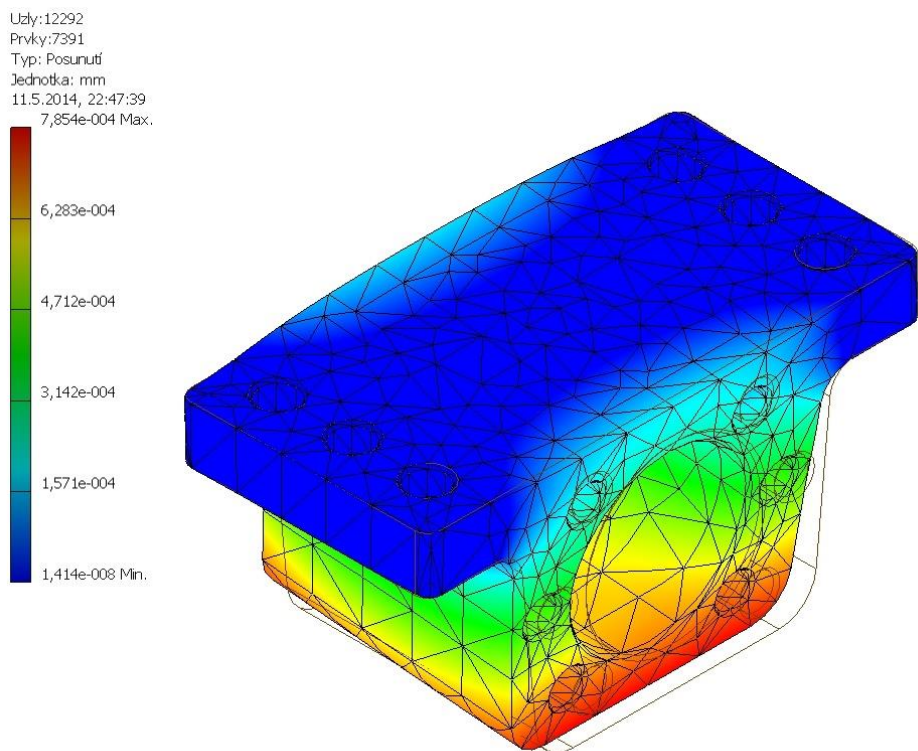
kde: L_1 – nominální životnost mazání [Km]

F_0 – přípustné zatížení [N]

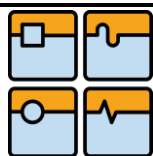
Z uvedených výsledků vyplívá, že pro takovýto pracovní cyklus a symetrické zatížení suportu je i nejmenší nabízená řada zcela vyhovující. Změnou polohy působíště zatížení však začnou hodnoty nominální životnosti klesat, jak se později přesvědčíme v kapitole 6 „Modulární systém“.

5.4 RÁM

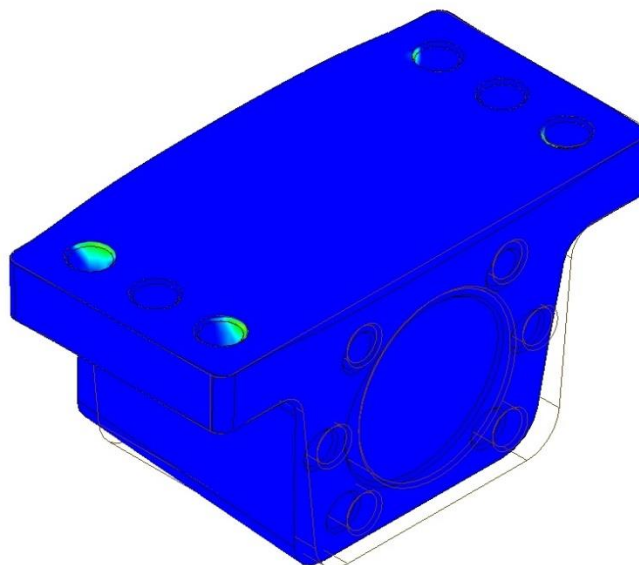
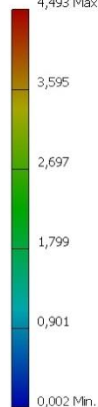
Na základě kapitol 5.1 až 5.3 jsem provedl patřičné korekce v předběžném návrhu modulárního rámu s délkou zdvihu min. 200mm a max. 800mm. Jedná se především o zpracování návrhu pro již zvolené komponenty lineárního vedení, ložisek a kuličkového šroubu. Hlavní komponenty přenášející axiální síly od kuličkového šroubu do rámu lineární osy jsem podrobil pevnostní analýze v programu Autodesk Inventor 2013. Jedná se o domek matice kuličkového šroubu (obr. 45, 46) a příruba pro uložení radiálně-axiálního ložiska (obr. 47, 48).



Obr. 45 pevnostní analýza domku kuličkové matice (posunutí)



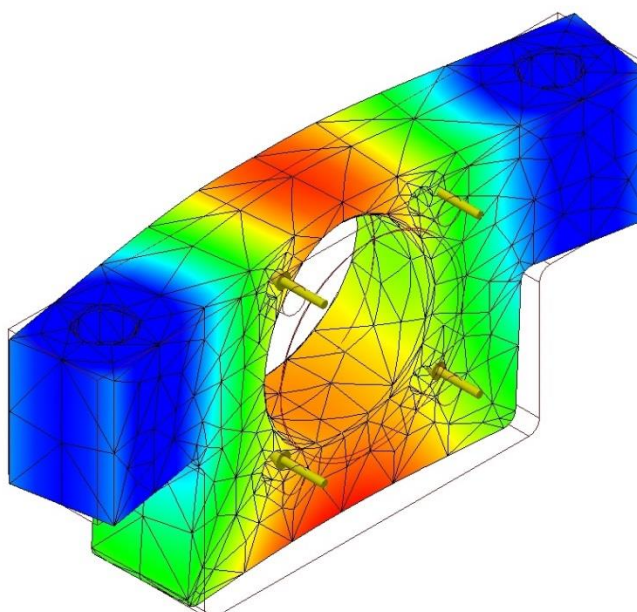
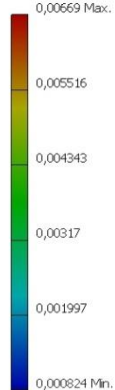
Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
11.5.2014, 22:40:04
4,493 Max.



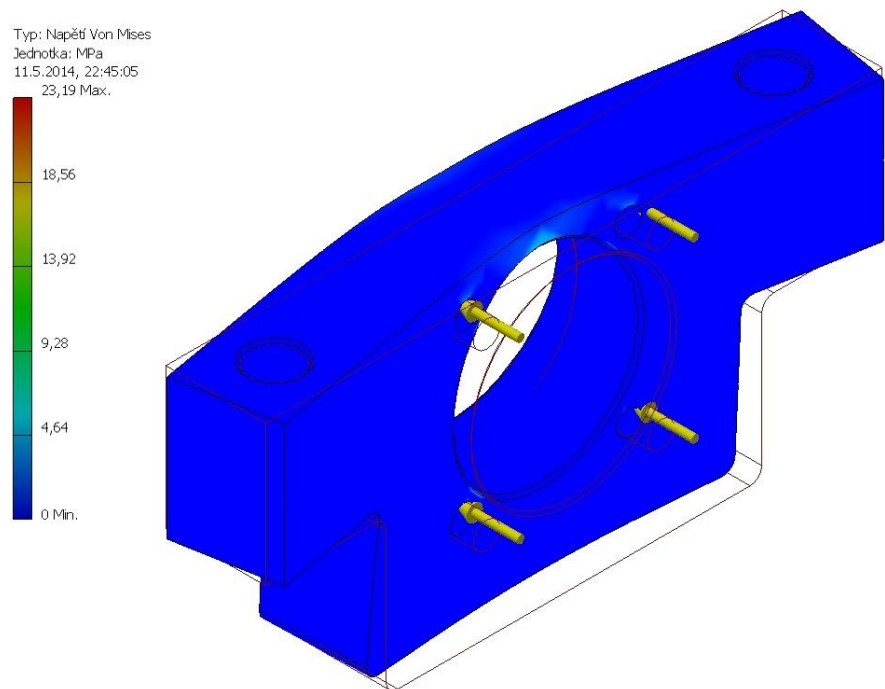
Obr. 46 pevnostní analýza domku kuličkové matice (napětí Von Mises)

Domek matice kuličkového šroubu je vyroben ze slitiny hliníku 6061 byl zatížen největší uvažovanou axiální silou $F = 850N$. Výsledky pevnostní analýzy ukazují maximální posunutí ve spodní části matice o velikosti $x_{max} = 7,85 \cdot 10^{-4}mm$ a největší napětí v materiálu $P_{max} = 4,493MPa$. Tyto hodnoty jsou vyhovující.

Užly:7665
Prvky:4469
Typ: Posunutí
Jednotka: mm
11.5.2014, 22:46:08
0,00669 Max.



Obr. 47 pevnostní analýza příruby radiálně-axiálního (posunutí)



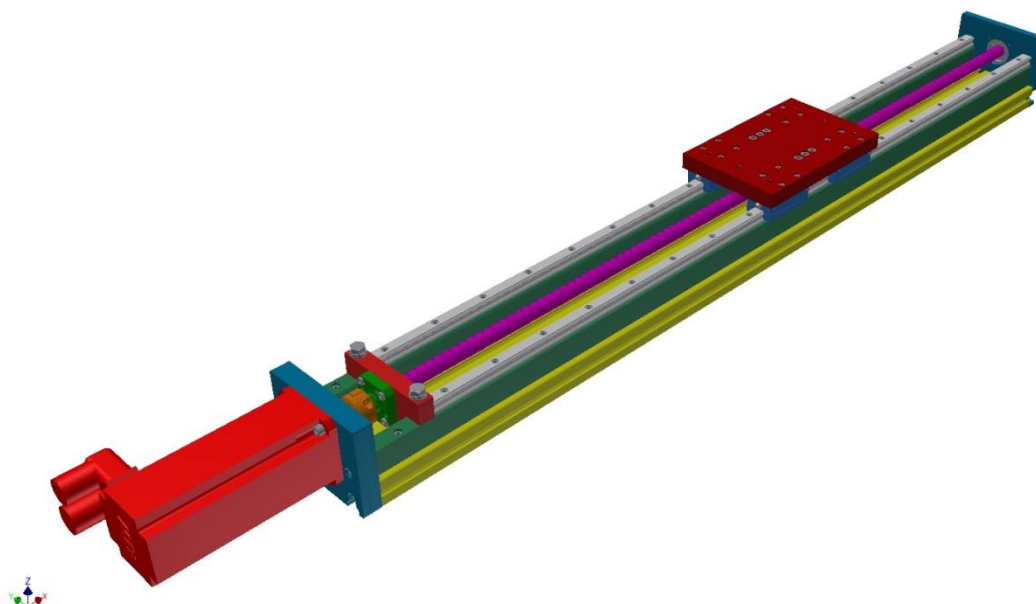
Obr. 48 pevnostní analýza příruby radiálně-axiálního (napětí Von Mises)

Také příruba pro uložení radiálně-axiálního ložiska je vyrobena ze slitiny hliníku 6061 a byla zatížena největší uvažovanou axiální silou $F = 850N$. Výsledek pevnostní analýzy ukazuje o řád vyšší posunutí $x_{max} = 5,5 \cdot 10^{-3}mm$ a největší napětí v materiálu $P_{max} = 23,19MPa$, i tyto hodnoty jsou vyhovující.

6 MODULÁRNÍ SYSTÉM

V této kapitole bude zpracován modulární systém lineární osy pro maximální zatížení 800N a délku zdvihu 200-800mm (obr. 49). Modularita systému bude spočívat ve vytvoření nabídky skládající se z několika kuličkových a trapézových šroubů o různém stoupání a přesnosti polohování spolu s několika krokovými motory a servomotory. Dále budou v této kapitole zpracovány, na základě získaných algoritmů z kap. 5.1, 5.2 a 5.3, grafy a tabulky pro výběr vhodné kombinace šroubů, motorů a možného asymetrického zatížení lineární osy ve třech montážních polohách.

Na závěr bude pro názornost celá tato kapitola shrnuta do několika katalogových listů, podle kterých bude mít zákazník možnost předběžně vytipovat nejvhodnější variantu pohonu pro své konkrétní provozní požadavky.

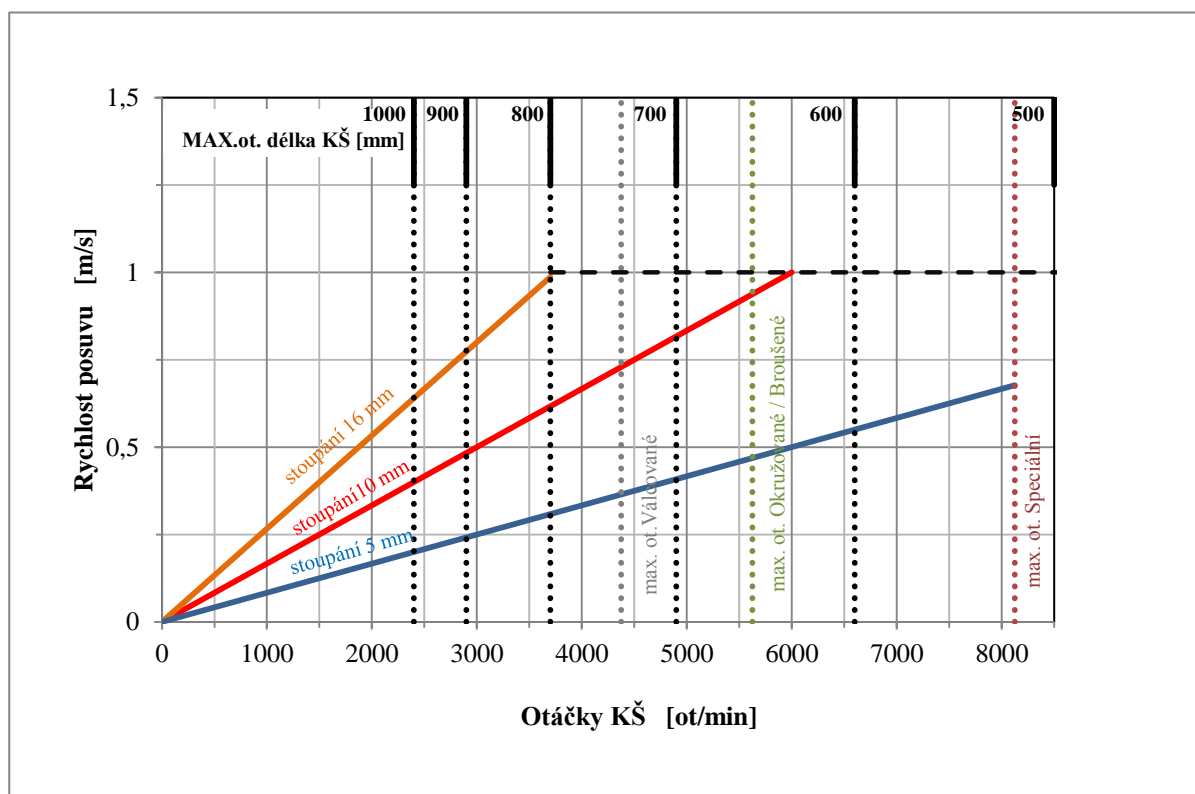


Obr. 49 celkový pohled na sestavenou lineární osu zdvih 800mm

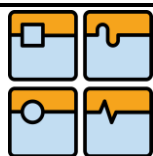
6.1 KULIČKOVÉ ŠROUBY

6.1.1 RYCHLOSTI POSUVU

Na základě získaných parametrů v (kap. 5.1.1-3.) o stoupání, maximálních provozních otáčkách v závislosti na nepodepřené délce a maximálních otáček závislých na Dn faktoru kuličkových šroubu jsem sestavil přehledový graf rychlosti posuvu (graf 4), ze kterého lze orientačně zjistit jaké stoupání a otáčky kuličkového šroubu bude vhodné zvolit pro požadovanou rychlost posuvu lineární osy.

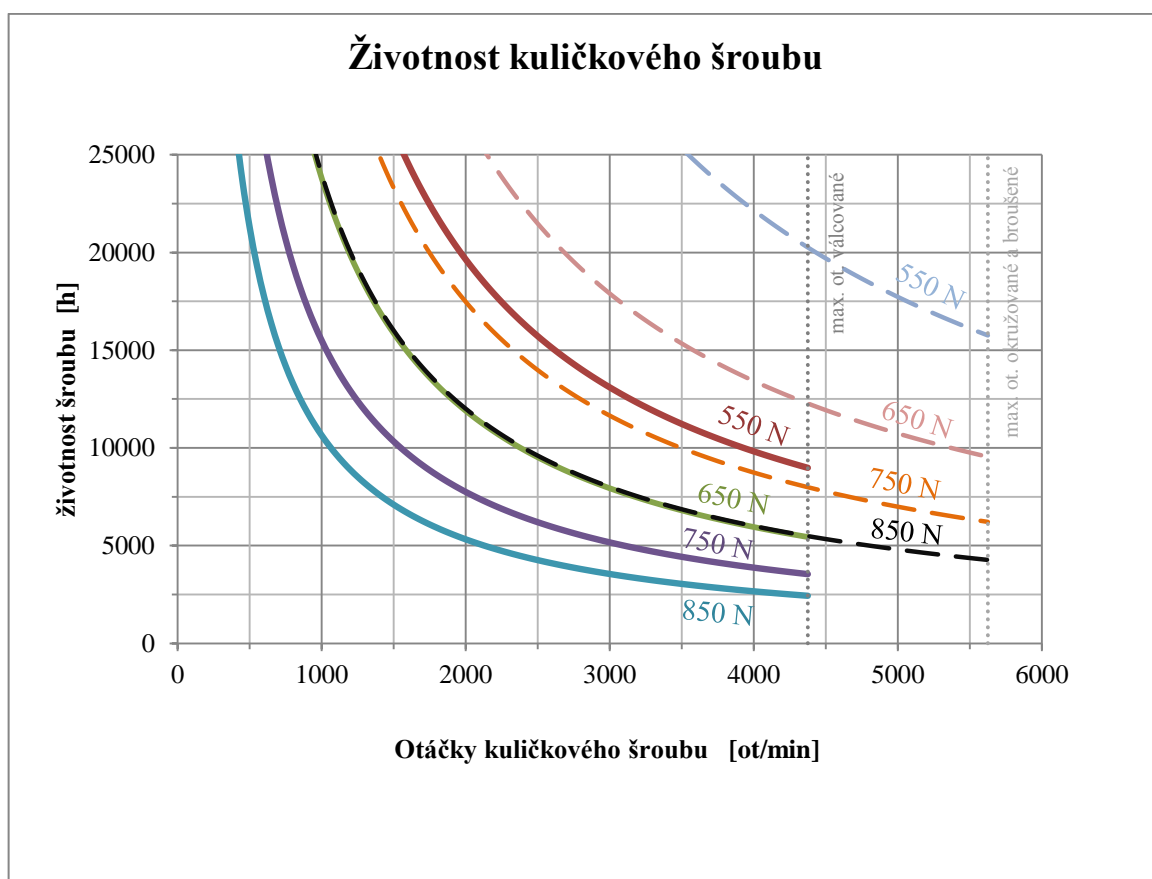


Graf 4 Rychlost posuvu, potřebné a povolené otáčky



6.1.2 ŽIVOTNOST KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ

Na základě výše uvedených vzorců (10), (11) jsem vypracoval orientační graf popisující délku životnosti válcovaného kuličkového šroubu při středních provozních otáčkách $100-4375 \text{ [min}^{-1}]$ a okružovaného kuličkového šroubu při středních provozních otáčkách $100-5625 \text{ [min}^{-1}]$ (graf 5). V grafu jsou vyneseny čtyři hodnoty středního zatížení šroubu $F_s = 550, 650, 750, 850 \text{ N}$. Výsledky menších hodnot zatížení vykazovaly velmi vysokou životnost kuličkového šroubu a z důvodu přehlednosti grafu nebyly zahrnuty.

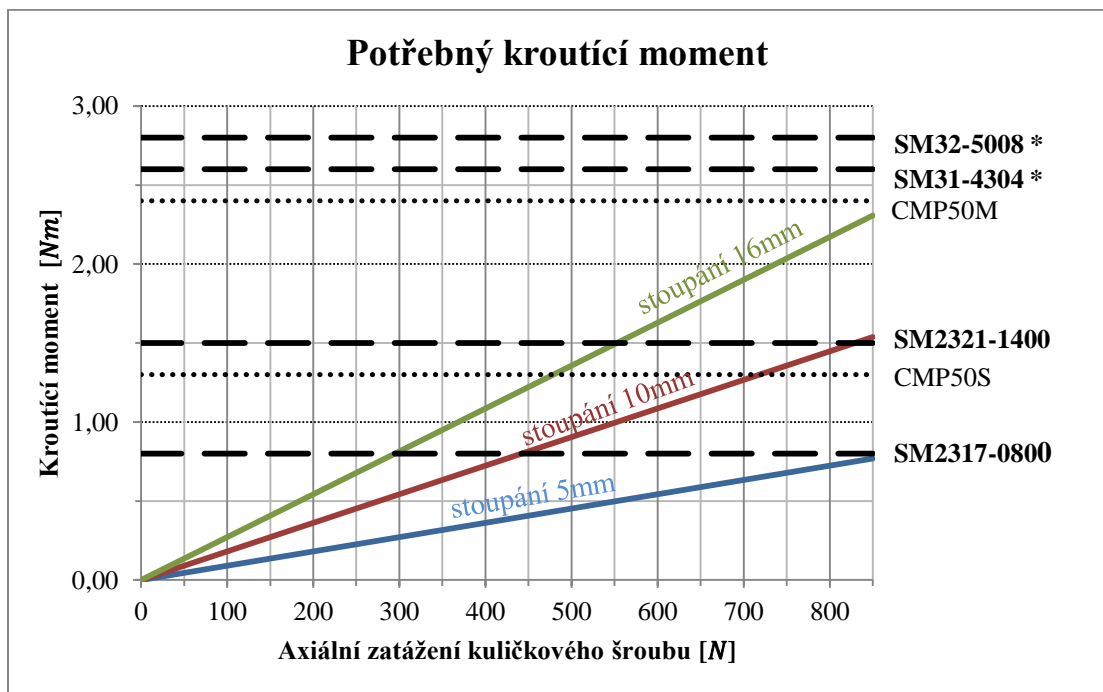


Graf 5 životnost kuličkových šroubů v provozních hodinách

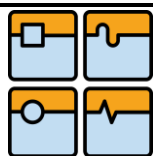
6.1.3 POTŘEBNÝ KROUTÍCÍ MOMENT MOTORU

Na základě výpočtu potřebného kroucího momentu v kap.5.1.8 jsem vytvořil přehledový graf potřebného hnacího kroucího momentu v závislosti na zatěžující axiální síle pro stoupání závitu 5,10,16mm (graf 6), což jsou hodnoty, které budou zahrnuty do nabídky modulárního systému. Graf znázorňuje hodnoty pouze do výše maximálního zatížení zohledňující váhu suportu lineární osy, tedy zatížení $F_m = 850 \text{ [N]}$.

Dále jsou do grafu vyneseny dosahované kroucí momenty jednotlivých typů motorů, respektive jejich hranice. Tím bude zřejmá vhodnost použití daného motoru pro požadované parametry. U nejsilnějších krokových motorů SM32-5008 a SM31-4304 je dle výrobce dosahováno statického momentu 8,5 a 3,3[Nm], ten však již při otáčkách $200 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}]$ klesá. Do grafu je tedy pouze symbolicky vynesena horní hranice, z které je zřejmé, že tento motor pokrývá celou oblast. Detailní přehled všech parametrů jednotlivých motorů bude ještě zpracován pomocí přehledové tabulky v kap. 6.4.



Graf 6 potřebný kroucí moment a výběr motoru



6.2 TRAPÉZOVÉ ŠROUBY

6.2.1 RYCHLOSTI POSUVU

Z rovnic (18), (19) a (20) v kap. 5.2.1-2 lze analogicky vyjádřit maximální možnou rychlost posuvu v závislosti na zatížení, použitém typu matice a úhlu šroubovice.

Pro zónu 1 platí: [33]

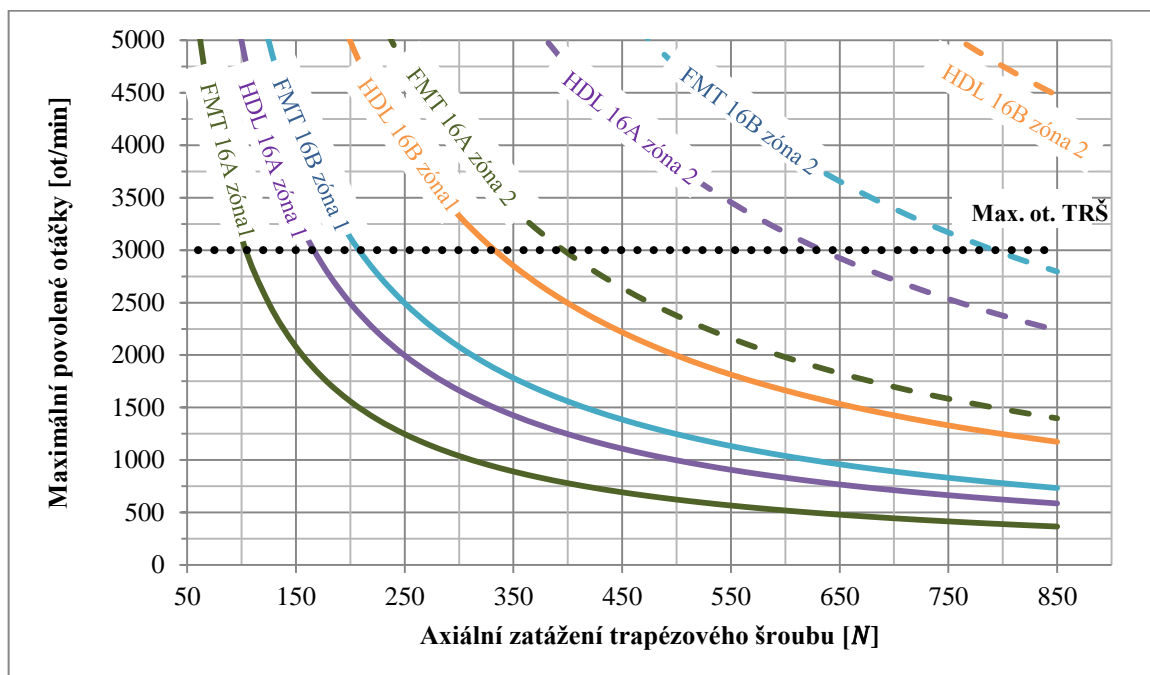
$$p_m \cdot V_{st} \leq 21 \Rightarrow \frac{F}{A_t} \cdot \frac{V_{tr}}{\sin \alpha} \leq 21 \Rightarrow V_{tr} \leq \frac{21 \cdot A_t \cdot \sin \alpha}{F} [m \cdot \min^{-1}] \quad (50)$$

Pro zónu 2 platí: [33]

$$p_m \cdot V_{st} \leq 80 \Rightarrow \frac{F}{A_t} \cdot \frac{V_{tr}}{\sin \alpha} \leq 80 \Rightarrow V_{tr} \leq \frac{80 \cdot A_t \cdot \sin \alpha}{F} [m \cdot \min^{-1}] \quad (51)$$

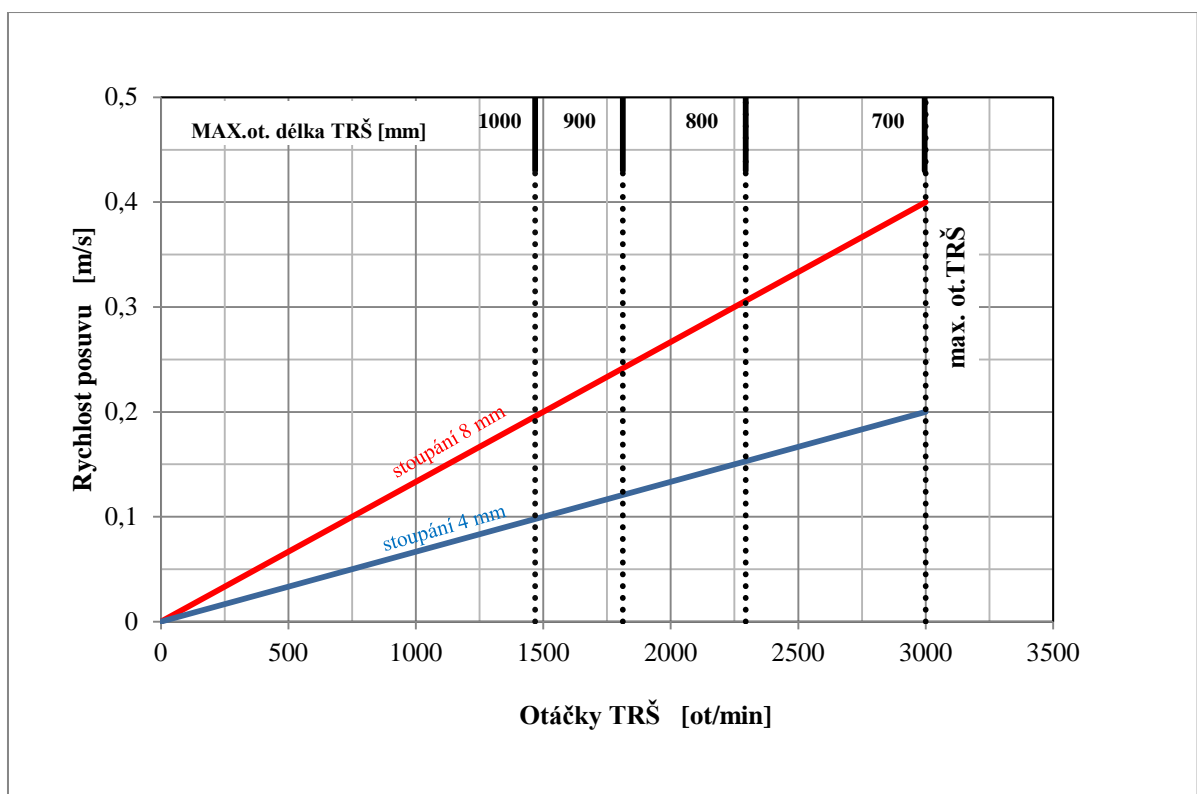
Po dosažení výsledků z obou povolených zón do vztahu (52) [33] pro výpočet otáček jsem sestrojil orientační graf omezující otáčky trapezového šroubu v závislosti na použité matici, stoupání závitu, zatížení a povolených kluzných podmínkách (graf 7).

$$n = \frac{1000 \cdot V_{tr}}{p} \quad (52)$$



Graf 7 omezení otáček TRŠ v závislosti na kluzných podmínkách matic

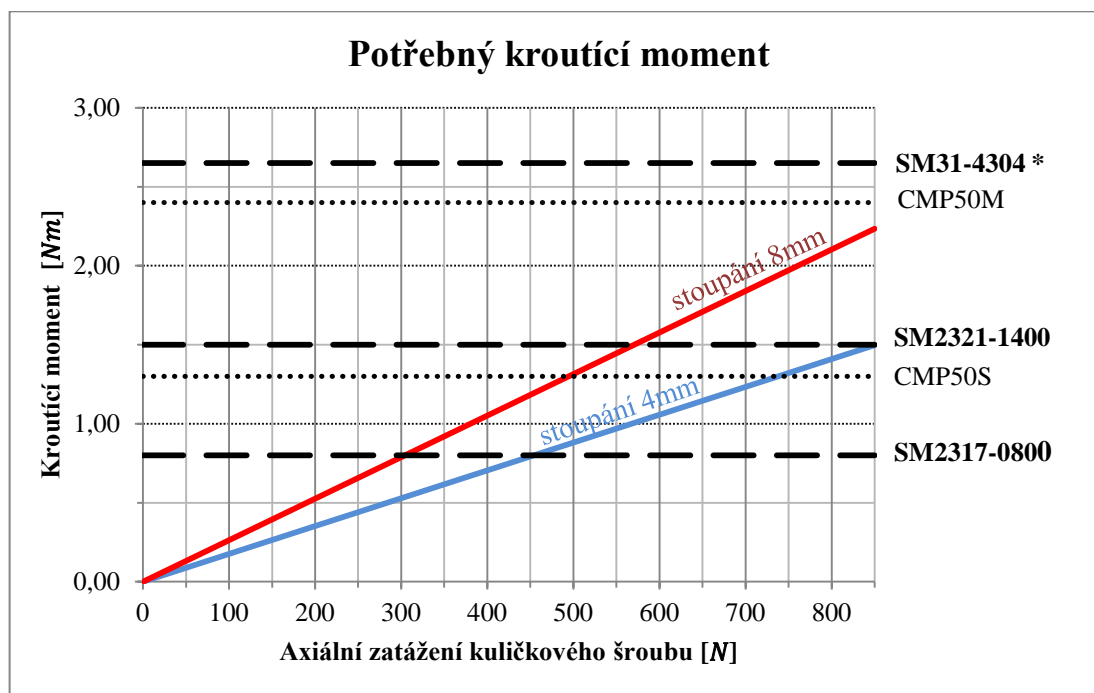
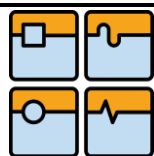
Obdobně jako u kuličkových šroubů jsem s využitím získaných parametrů v kap.5.2.1-4 sestavil orientační graf pro určení otáček a maximální nepodepřené délky trápézových šroubů v závislosti na požadované rychlosti posuvu (graf 8).



Graf 8 rychlost posuvu, maximální otáčky a maximální délka TRŠ

6.2.2 POTŘEBNÝ KROUTÍCÍ MOMENT

Na základě výpočtů z kap.5.2.5 jsem stejným způsobem jako u kuličkových šroubů sestavil graf pro určení potřebného krouťícího momentu v závislosti na axiálním zatížení a stoupání závitu zahrnující trápézové šrouby o stoupání 4 a 8 mm (graf 9). Také do tohoto grafu jsou vyneseny hranice momentů jednotlivých motorů. Pro menší stoupání šroubů, v porovnání s kuličkovými, nedosahují potřebné momenty tak vysokých hodnot, proto do grafu není zahrnut nejvýkonnější krokový motor SM32-5008. Pro motor SM31-4304 je opět jen naznačená hranice informující o pokrytí celé oblasti požadovaných momentů.



Graf 9 potřebný krouticí moment a výběr motorů

6.3 ZATÍŽENÍ LINEÁRNÍHO VEDENÍ

Jak bylo naznačeno v (kap. 5.3.1.) změnou pracovní polohy lineární osy, nebo změnou působíště zatížení se mění i únosnost a životnost lineárního vedení. Je to tedy ten nejdůležitější faktor, který bude omezovat využitelnost tohoto zařízení. Před samotným sestavováním orientačních grafů je třeba stanovit požadovanou životnost lineárního vedení. Na základě již vypočítané životnosti válcovaného šroubu při maximálních provozních otáčkách ($L_{hv} = 4468h$) stanovuji požadavek na minimální životnost lineárního vedení 5000h. Dle (kap. 5.3.5) vztahu (47) a (kap. 5.3.6.) vztahu (48) lze zpětně vypočítat jaké maximální zatížení jednoho vozíku odpovídá takovéto hodnotě.

$$L_h = \frac{L_m \cdot 10^6}{2 \cdot l_z \cdot n_1 \cdot 60} \Rightarrow L_m = \frac{L_h \cdot 2 \cdot l_z \cdot n_1 \cdot 60}{10^6} \quad (53)$$

$$L_m = \frac{5000 \cdot 2 \cdot 800 \cdot 10 \cdot 60}{10^6} = 4800 \text{ Nm}$$

$$L_m = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_C} \right)^3 \cdot 50 \Rightarrow F_{max} = P_C = \frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{\sqrt[3]{L_m}} \cdot \sqrt[3]{50} \quad (54)$$

$$F_{max} = \frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} \cdot \frac{14200}{\sqrt[3]{4800}} \cdot \sqrt[3]{50} = 1824 N$$

Vypočtené maximální zatížení je $F_{max} = 1824 N$. V dalších kapitolách proto budu počítat pouze s touto limitní hodnotou.

6.3.1 GRAF MOŽNÉHO ZATÍŽENÍ HORIZONTÁLNÍ POLOHA

Z (kap. 5.3.1.) vztah (28) lze postupně vyjádřit výslednou maximální vzdálenost v závislosti velikosti síly.

- Vzdálenost l_3

$$P_4 = \frac{F}{4} + \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{l_3}{l_1} \right) + \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{l_4}{l_2} \right) \Rightarrow 1824 = \frac{F}{4} + \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{l_3}{114} \right) + \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{0}{85} \right) \Rightarrow$$

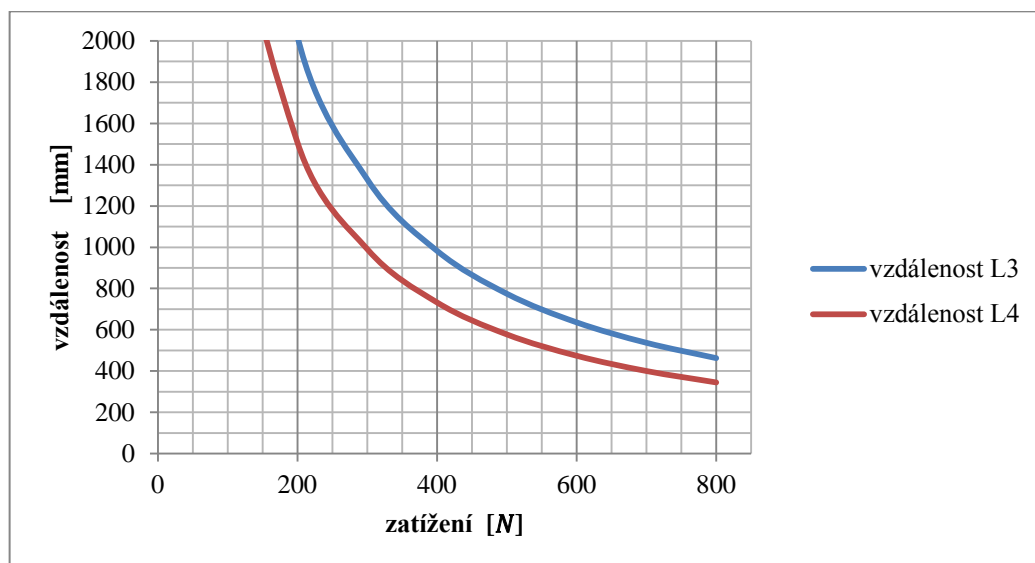
$$l_3 = \frac{\left(1824 - \frac{F}{4} \right) \cdot 2 \cdot 114}{F} \quad (55)$$

- Vzdálenost l_4

$$P_4 = \frac{F}{4} + \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{l_3}{l_1} \right) + \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{l_4}{l_2} \right) \Rightarrow 1824 = \frac{F}{4} + \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{0}{114} \right) + \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{l_4}{85} \right) \Rightarrow$$

$$l_4 = \frac{\left(1824 - \frac{F}{4} \right) \cdot 2 \cdot 85}{F} \quad (56)$$

Po dosazení obou algoritmů do grafu získáváme orientační přehled o maximální možné vzdálenosti a zatížení (graf 10).



Graf 10 maximální možné zatížení horizontální poloha

6.3.2 GRAF MOŽNÉHO ZATÍŽENÍ VERTIKÁLNÍ POLOHA 1

Z (kap. 5.3.1.) vzorec (30), (31) a kap. 5.3.2 vzorec (38) lze postupně vyjádřit výslednou maximální vzdálenost v závislosti na velikosti síly.

$$P_E = 1 \cdot P_{R(L)} + 1 \cdot P_T = 1 \cdot P_{4T} + 1 \cdot P_4 \Rightarrow 1824 = \frac{F}{4} + \frac{F \cdot l_3}{2 \cdot l_1} + \frac{F \cdot l_4}{2 \cdot l_2} \Rightarrow$$

- Vzdálenost l_3

$$1824 = \frac{F}{4} + \frac{F \cdot l_4}{2 \cdot 114} + \frac{F \cdot l_3}{2 \cdot 85} \Rightarrow$$

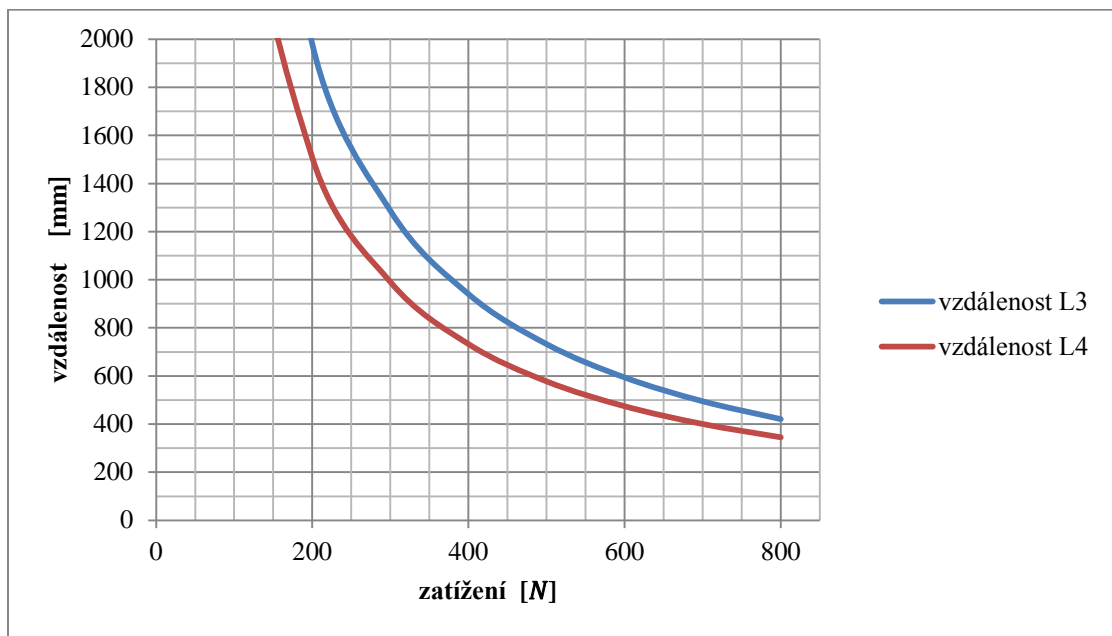
$$l_3 = \frac{\left(1824 - \frac{F}{4} - \frac{F \cdot 31,45}{2 \cdot 85}\right) \cdot 2 \cdot 114}{F} \quad (57)$$

- Vzdálenost l_4

$$1824 = \frac{F}{4} + \frac{F \cdot 0}{2 \cdot 114} + \frac{F \cdot l_4}{2 \cdot 85} \Rightarrow$$

$$l_4 = \frac{\left(1824 - \frac{F}{4}\right) \cdot 2 \cdot 85}{F} \quad (58)$$

Dosažením do grafu získáme orientační přehled pro možné zatížení a vzdálenost ve vertikální poloze 1 (graf 11).



Graf 11 maximální možné zatížení vertikální poloha 1

6.3.3 GRAF MOŽNÉHO ZATÍŽENÍ VERTIKÁLNÍ POLOHA 2

Z (kap. 5.3.1.) vzorec (35), (36) a kap. 5.3.2 vzorec (38) lze postupně vyjádřit výslednou maximální vzdálenost v závislosti na velikosti síly.

$$P_E = 1 \cdot P_{R(L)} + 1 \cdot P_T = 1 \cdot P_{3T} + 1 \cdot P_3 \Rightarrow 1824 = \frac{F \cdot l_4}{2 \cdot l_1} + \frac{F \cdot l_3}{2 \cdot l_1} \Rightarrow$$

- Vzdálenost l_3

$$1824 = \frac{F \cdot 0}{2 \cdot 114} + \frac{F \cdot l_3}{2 \cdot 114} \Rightarrow$$

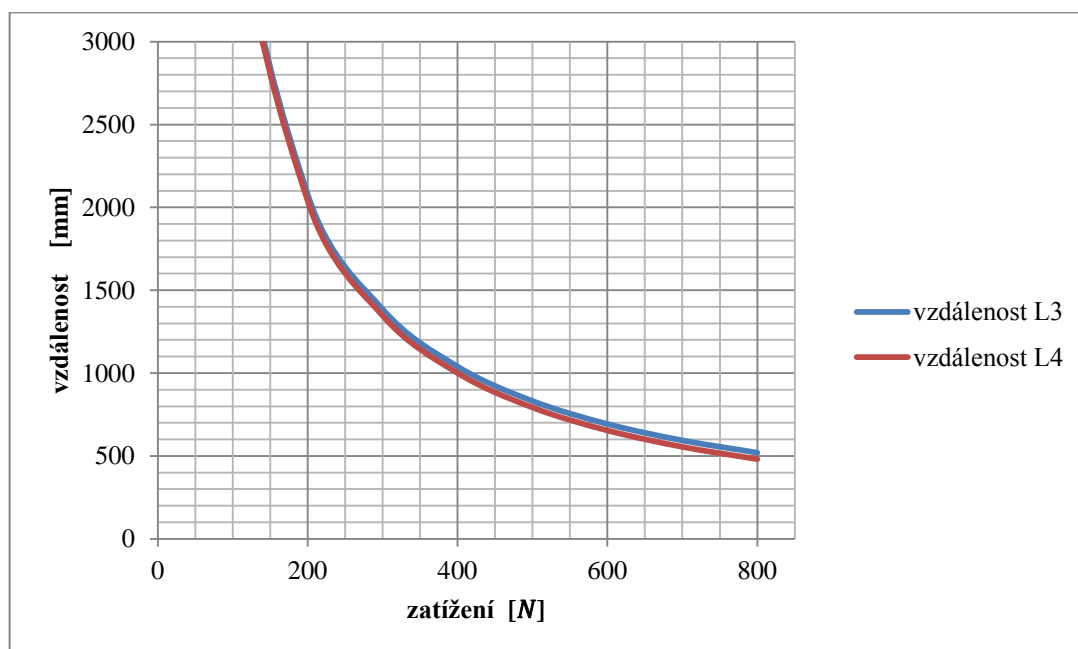
$$l_3 = \frac{1824 \cdot 2 \cdot 114}{F} \quad (59)$$

- Vzdálenost l_4

$$1824 = \frac{F \cdot l_4}{2 \cdot 114} + \frac{F \cdot 39}{2 \cdot 114} \Rightarrow$$

$$l_4 = \frac{\left(1824 - \frac{F \cdot 39}{2 \cdot 114}\right) \cdot 2 \cdot 114}{F} \quad (60)$$

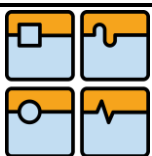
Dosazením do grafu získáme orientační přehled pro možné zatížení a vzdálenost ve vertikální poloze 2 (graf 12).



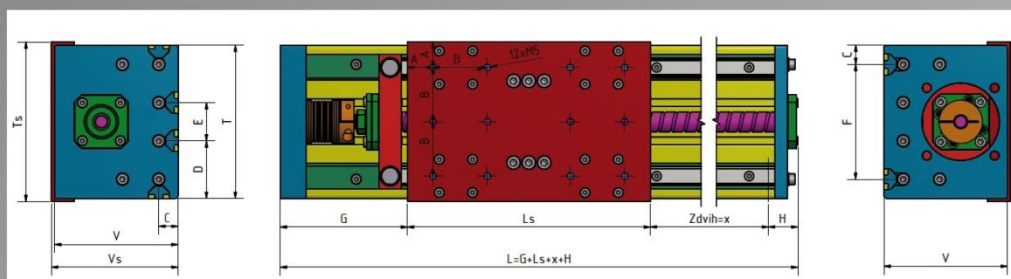
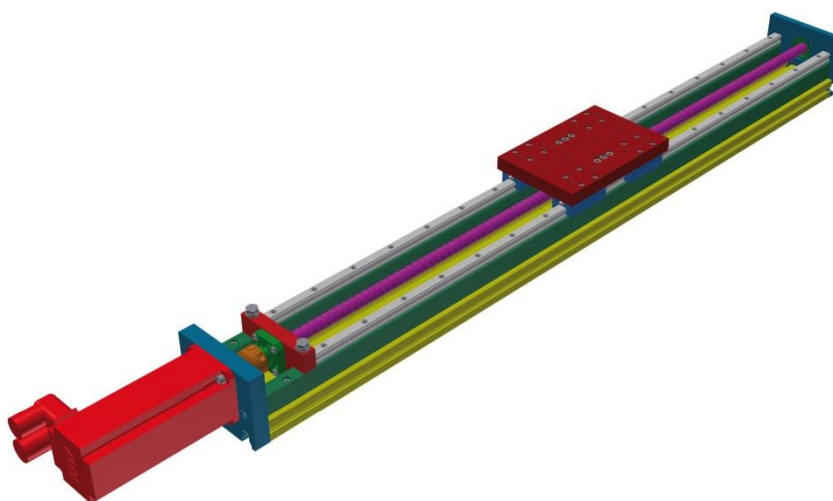
Graf 12 maximální možné zatížení vertikální poloha 2

6.4 KATALOG MODULÁRNÍHO SYSTÉMU

Na základě výsledků z předchozích kapitol a s použitím uvedených algoritmů, grafů a obrázků 3D modelu jsem v této kapitole sestavil katalogové stránky modulárního systému lineární osy (obr. 50 až 56). Podle těchto stránek bude možno orientačně zjistit vhodnost použití lineární osy podle požadovaného rozmístění zatížení, vhodně zvolit stoupání a typ kuličkového šroubu, trapézového šroubu, typ matice a vhodný krokový motor nebo servomotor.



LINEÁRNÍ OSA T666



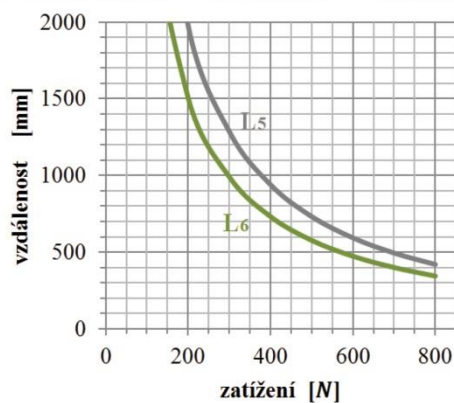
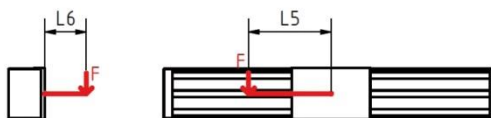
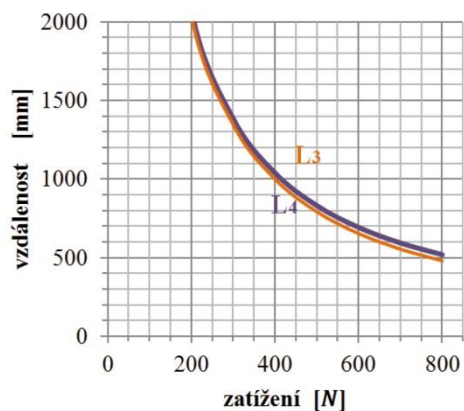
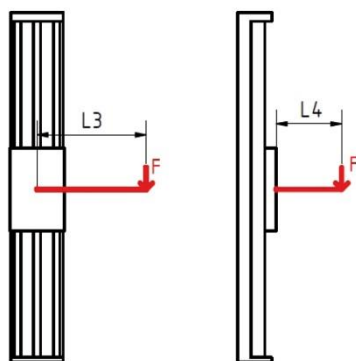
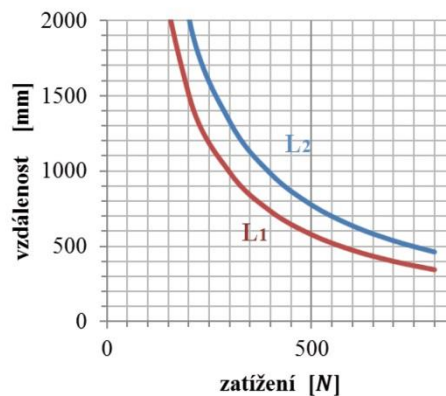
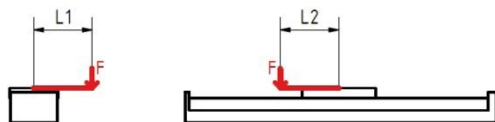
ROZMĚRY

Zdvih (mm)	L (mm)	Ls (mm)	T (mm)	Ts (mm)	V (mm)	Vs (mm)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	G (mm)	H (mm)
x	x+312,5	190	120	125	96,5	99	20	42,5	15	45	30	90	99,5	23

C,D,E,F- střed drážky profilu pro T-matice 6mm

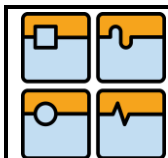


POVOLENÉ ZATÍŽENÍ

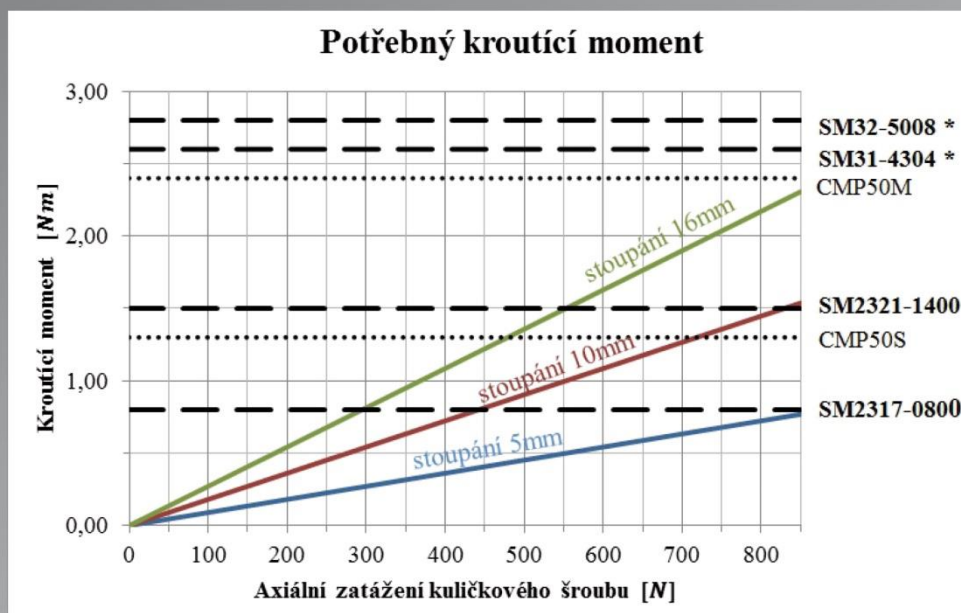
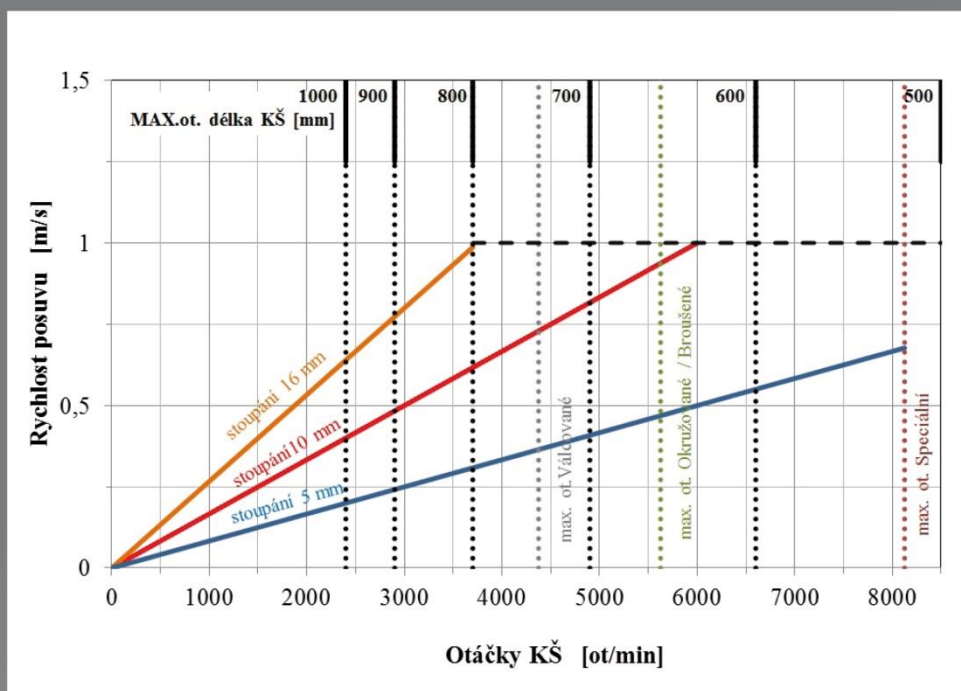


Fmax (N)	L1max (mm)	L2max (mm)	L3max (mm)	L4max (mm)	L5max (mm)	L6max (mm)
800	345 *	463 *	519 *	480 *	420 *	345 *

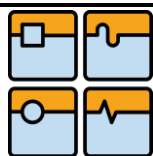
* při zatížení 800N



KULIČKOVÉ ŠROUBY



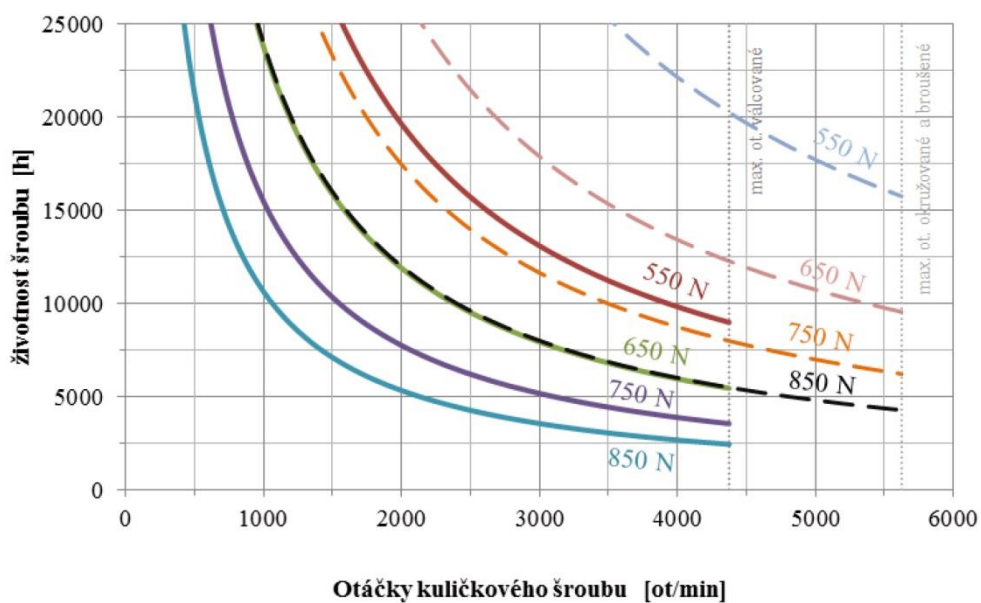
* skutečný moment graf str.7

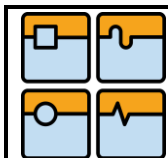


DOSTUPNÉ KULIČKOVÉ ŠROUBY

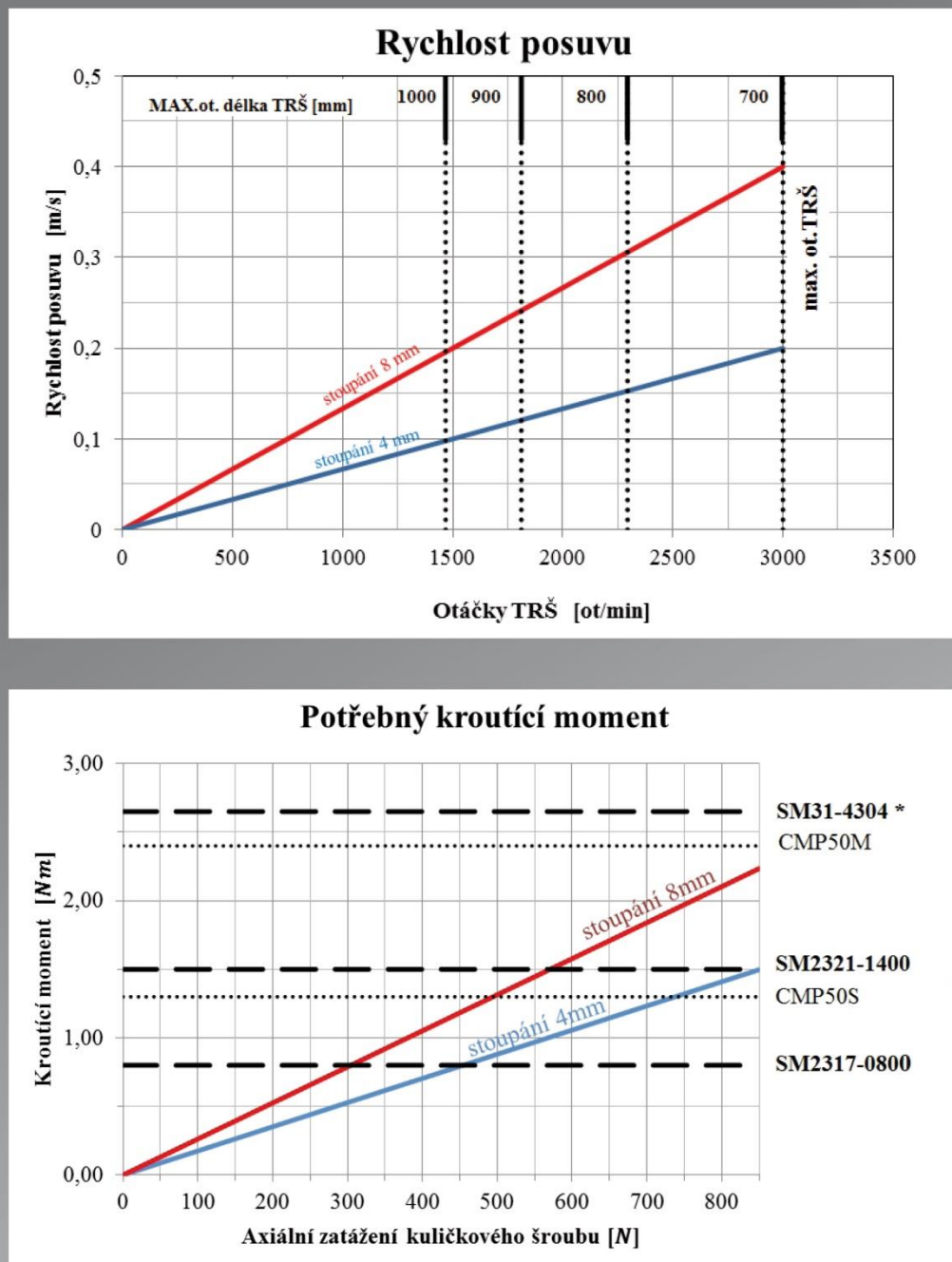
Technologie	Max. úchylka stoupání (mm)	Stoupání závitu (mm)			Matice		
		5	10	16	Jednoduchá	Předeprnutá	Vůle (mm)
Válcované	0,052 / 300	•	•	•	•	-	0,04
Okružované	0,023 / 300	•	-	-	•	•	0
	0,052 / 300	•	-	-	•	•	0
Broušené	0,006 / 300	•	•	•	•	•	0
	0,012 / 300	•	•	•	•	•	0
	0,023 / 300	•	•	•	•	•	0
Speciální	na zakázku						

Životnost kuličkového šroubu





TRAPÉZOVÉ ŠROUBY



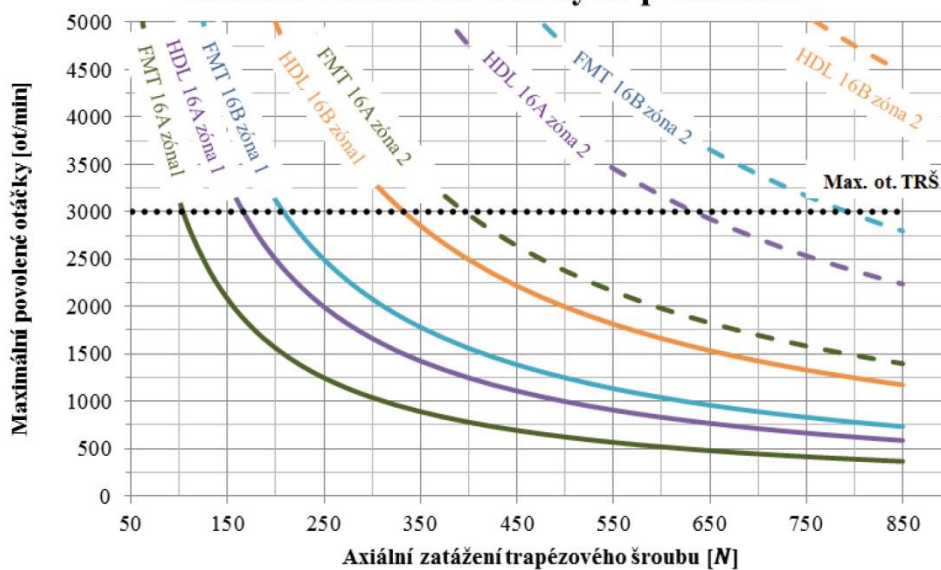
* skutečný moment graf str.7



DOSTUPNÉ TRAPÉZOVÉ ŠROUBY

TYP	Max. úchylna stoupání (mm)	Stoupání závitu (mm)		Počet chodů závitu		Matice		Materiál
		4	8	1	2	Krátká	Dlouhá	
KSR 16A	0,500 / 300	•	-	•	-	FMT 16A	HDL 16A	C45
KRP 16A	0,200 / 300	•	-	•	-	FMT 16A	HDL 16A	INOX A2
KRP 16B	0,200 / 300	-	•	-	•	FMT 16B	HDL 16B	INOX A2
KUE 16A	0,100 / 300	•	-	•	-	FMT 16A	HDL 16A	C45
KUE 16B	0,100 / 300	-	•	-	•	FMT 16B	HDL 16B	C45
KKA 16A	0,050 / 300	•	-	•	-	FMT 16A	HDL 16A	C45
KKA 16B	0,050 / 300	-	•	-	•	FMT 16B	HDL 16B	C45

Omezení otáček dle kluzných podmínek





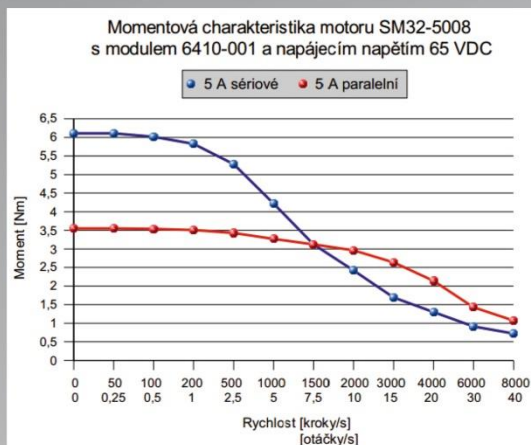
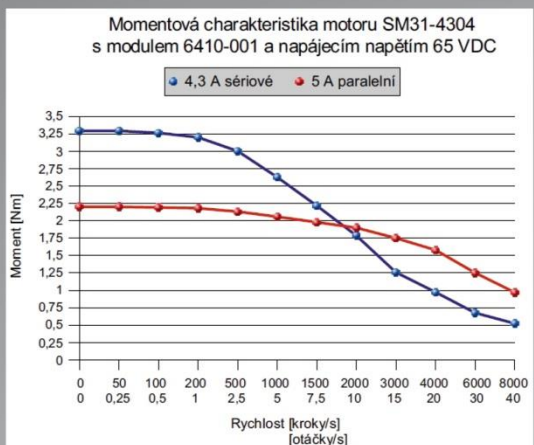
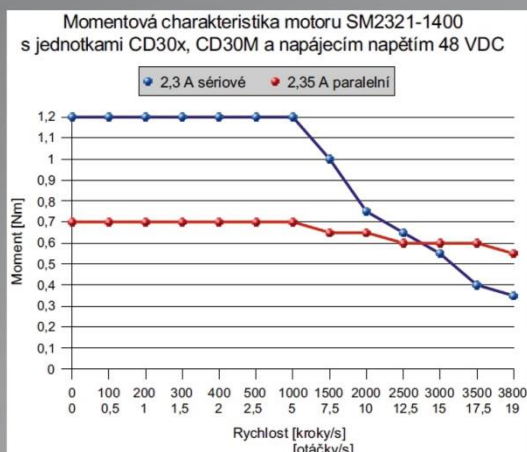
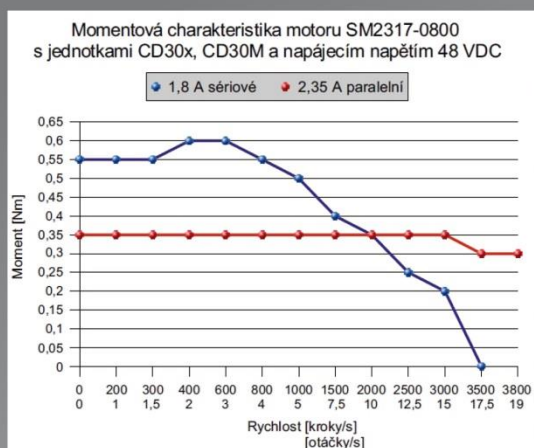
DOSTUPNÉ SERVOMOTORY


SERVO-MOTORY	Nominální moment (Nm)	Špičkový moment (Nm)	Nominální otáčky (ot/min)	Brzda (Nm)	Odměrování		Rozměry (mm)			Přiruba
					Inkrementální	Absolutní	Šířka	Výška	Délka	
CMP 50S	1,3	5,2	3000/4500/6000	2,4	•	V	73	73	150,5	A
CMP 50M	2,4	10,3	3000/4500/6000	2,4	•	V	73	73	189,5	A

DOSTUPNÉ KROKOVÉ MOTORY

KROKOVÉ MOTORY	Statický moment (Nm)	Nominální otáčky (ot/min)	Odměrování		Rozměry (mm)			Přiruba
			Inkrementální	Absolutní	Šířka	Výška	Délka	
SM2317-0800	0,6	graf	•	-	57,5	57,5	52,3	B
SM2321-1400	1,5	graf	•	-	57,5	57,5	78,8	B
SM31-4304	4,5	graf	•	-	87	87	112,78	C*
SM32-5008	8,5	graf	•	-	87	87	115,38	C*

* nelze najíždět koncovým zařízením nad motor bez výškové korekce suportu




	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 95
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

7 ZÁVĚR

V této práci bylo navrženo konstrukční řešení lineární osy určené pro univerzální využití. Výsledné konstrukční řešení a volba jednotlivých komponent se po celou dobu odvíjela od požadavku zařadit tuto osu do modulárního systému, tedy vytvořit univerzální rám s možností nenáročné záměny, nebo přestavby jednotlivých komponent. Rám byl zkonstruován pomocí extrudovaného profilu a přesných hliníkových vymežovacích podložek. Tato zvolená koncepce umožňuje velice snadné přizpůsobení délkových rozměrů lineární osy. Kuličkové a trapézové šrouby, kterými lze lineární osu variabilně vybavit jsou uloženy pomocí dvou ložisek. Na straně spojky a motoru jsou šrouby uloženy pevně v radiálně-axiálním ložisku umístěném v domku, který je pevně spojen s rámem. Na straně druhé jsou šrouby uloženy volně pomocí radiálního ložiska umístěného v přírubě lineární osy. Vedení suportu a přenos radiálních sil do rámu lineární osy zajišťuje tvarové vedení v podobě dvou kolejnic a čtyř vozíků. Vybraný typ tvarového vedení není omezen pracovní polohou a směrem zatížení, což koresponduje s požadavkem na univerzální využití v různých pracovních polohách s různými směry zatížení. Vozíky tvarového vedení jsou připevněny k upínací desce, která nese i domek s volitelnou kuličkovou, nebo trapézovou maticí a tvoří tak suport s možností výměny upínací desky.

V další části práce byly dimenzovány hlavní komponenty lineární osy. Kuličkové šrouby na maximální zatížení, otáčky a životnost. Trapézové šrouby na maximální zatížení a otáčky. Konce hřídele šroubů byly zkontrolovány na krut a těsná pera na otlacení. Dále bylo dimenzováno lineární tvarové vedení na maximální zatížení ve třech pracovních polohách s požadavkem na minimální životnost 5000h. Na závěr byly klíčové komponenty rámu a suportu podrobeny pevnostní analýze. Všechny komponenty vyhověly zadanému maximálnímu zatížení 800N.

V další části práce byly na základě algoritmů z kapitol pevnostních výpočtů sestaveny grafy vzdáleností možného asymetrického zatížení ve třech základních pracovních polohách lineární osy, grafy rychlosti posuvů a potřebných otáček, zatížení a potřebných momentů. Poté byly vypracovány přehledové tabulky s nabídkou dostupných kuličkových a trapézových šroubů různých vlastností a přehledové tabulky a grafy s technickými daty motorů. Na základě všech těchto shromážděných dat byly sestaveny katalogové listy modulárního systému, z kterých lze jednoduchým způsobem orientačně určit nejvhodnější typ kuličkového, nebo trapézového šroubu pro určité požadavky a ke zvolené variantě přiřadit jeden z šesti nabízených krokových motorů a servomotorů.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 96
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

V poslední části práce byl vytvořen 3D model lineární osy v programu Autodesk Inventor 2013 doplněný o výkres sestavení, kusovník a výrobní výkres domku pro uložení radiálně-axiálního ložiska.

Lineární osy mají široké spektrum využití v různých oblastech automatizace. Jejich konstrukce se bude vždy odvíjet od konkrétních požadavků zákazníka, a proto nelze jediným výrobkem pokrýt celou oblast zájmu. V této práci se však podařilo navrhnout konkurenceschopné zařízení schopné operovat v různých pracovních polohách s možností snadné přestavby rámu, komponent určených pro polohování a pohonu.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_t	$[mm^2]$	celková dosedací plocha mezi ozuby šroubu a ozuby matice
C_0	$[N]$	statická únosnost
C_{0L}	$[N]$	statická únosnost protiradiální směr
C_{0T}	$[N]$	statická únosnost tangenciální směr
C_L	$[N]$	dynamická únosnost protiradiální směr
C_T	$[N]$	dynamická únosnost tangenciální směr
C_{dyn}	$[N]$	dynamická únosnost kuličkového šroubu
d_k	$[mm]$	průměr šroubu
D_n	$[-]$	otáčkový faktor
F_0	$[N]$	přípustné zatížení
$F_{KRIT\ KŠ}$	$[N]$	kritická vzpěrná síla pro kuličkový šroub
$F_{PROV\ KŠ}$	$[N]$	maximální provozní axiální zatížení kuličkového šroubu
F_i	$[N]$	zatížení
$F_{krit\ TR}$	$[N]$	kritická axiální síla pro trapézový šroub
F_m	$[N]$	zatížení včetně suptu
F_{max}	$[N]$	maximální zatížení vozíku
$F_{prov\ TR}$	$[N]$	provozní axiální síla pro trapézový šroub
F_s	$[N]$	střední zatížení
J_p	$[mm^4]$	kvadratický moment průřezu v krutu
L_1	$[Km]$	nominální životnost mazání

L_h	$[h]$	životnost lineárního vedení
L_{ho}	$[h]$	životnost okružovaného kuličkového šroubu
L_{hv}	$[h]$	životnost válcovaného kuličkového šroubu
L_m	$[km]$	nominální životnost
M_k	$[N \cdot m]$	kroutící moment
M_{k30}	$[N \cdot m]$	zvýšený kroutící moment
P_1	$[N]$	síla působící na vozík 1
P_{1T}	$[N]$	tangenciální zatížení vozíku 1
P_2	$[N]$	síla působící na vozík 2
P_{2T}	$[N]$	tangenciální zatížení vozíku 2
P_3	$[N]$	síla působící na vozík 3
P_{3T}	$[N]$	tangenciální zatížení vozíku 3
P_4	$[N]$	síla působící na vozík 4
P_{4T}	$[N]$	tangenciální zatížení vozíku 4
P_C	$[N]$	vypočítané zatížení
P_E	$[N]$	ekvivalentní zatížení
P_L	$[N]$	zatížení v protiradiálním směru
P_R	$[N]$	zatížení v radiálním směru
P_T	$[N]$	zatížení v tangenciálním směru
V_{p_m}	$[N \cdot mm^{-2} \cdot m \cdot min^{-1}]$	kluzné podmínky
$V_{p_m \max 1}$	$[N \cdot mm^{-2} \cdot m \cdot min^{-1}]$	max. hodnota kluzných podmínek v zóně 1
$V_{p_m \max 2}$	$[N \cdot mm^{-2} \cdot m \cdot min^{-1}]$	max. hodnota kluzných podmínek v zóně 2


V_{st}	$[m \cdot min^{-1}]$	rychlost klouzání
V_{tr}	$[m \cdot min^{-1}]$	rychlost posuvu
d_1	$[mm]$	průměr hřídele kuličkového šroubu bez těsného pera
f_C	$[-]$	faktor zatížení
f_H	$[-]$	faktor tvrdosti
f_T	$[-]$	faktor teploty
f_W	$[-]$	koeficient závislosti na rychlosti posuvu
f_s	$[-]$	statický bezpečnostní faktor zatížení
$k_{d\ TR}$	$[-]$	upravený koeficient uložení
k_d	$[-]$	koeficient uložení kuličkového šroubu
k_k	$[-]$	koeficient uložení krit. vzpěr
k_{tr}	$[-]$	bezpečnostní koeficient montážní přesnosti
l_1	$[mm]$	vzdálenost zatížení od osy suportu ve směru 1
l_2	$[mm]$	vzdálenost zatížení od osy suportu ve směru 2
l_3	$[mm]$	vzdálenost zatížení od osy suportu ve směru 3
l_4	$[mm]$	vzdálenost zatížení od osy suportu ve směru 4
l_d	$[mm]$	délka šroubu
l_k	$[mm]$	nepodepřená délka hřídele
l_p	$[mm]$	délka těsného pera
l_z	$[mm]$	délka zdvihu lineární osy
n_1	$[-]$	počet pracovních cyklů
$n_{KRIT\ K\check{S}}$	$[min^{-1}]$	kritické otáčky kuličkových šroubů
$n_{KRIT\ TR}$	$[min^{-1}]$	kritické otáčky trapézového šroubu

$n_{KRIT\ TR}$	$[min^{-1}]$	kritické otáčky trapézového šroubu
$n_{KRIT1\ TR}$	$[min^{-1}]$	kritické otáčky trapézového šroubu1
$n_{PROV\ K\check{S}}$	$[min^{-1}]$	maximální provozní otáčky kuličkového šroubu
$n_{PROV\ TR}$	$[min^{-1}]$	maximální provozní otáčky trapézového šroubu
n_m	$[min^{-1}]$	střední otáčky
n_{max}	$[min^{-1}]$	maximální otáčky
n_{max1}	$[min^{-1}]$	maximální otáčky pro válcovaný šroub
n_{max2}	$[min^{-1}]$	maximální otáčky pro válcovaný šroub s vymezenou vřutí, okružovaný a broušený šroub
n_{max3}	$[min^{-1}]$	maximální otáčky pro broušené šrouby a speciální matice
p_d	$[MPa]$	dovolený tlak pro neposuvný ocelový náboj
p_m	$[MPa]$	tlak na dosedací plochu
t_i	$[-]$	poměrná doba v % po kterou působí zatížení F_i
τ_{dov}	$[MPa]$	dovolené napětí v krutu
τ_{max}	$[MPa]$	maximální napětí v krutu
h	$[mm]$	výška těsného pera
L	$[-]$	letmé uložení kuličkového a trapézového šroubu
P	$[-]$	pevné uložení kuličkového a trapézového šroubu
TRŠ	$[-]$	trapézový šroub
V	$[-]$	volné uložení kuličkového a trapézového šroubu
C	$[N]$	dynamická únosnost
F	$[N]$	zatížení
KŠ	$[-]$	kuličkový šroub
P_{max}	$[MPa]$	napětí


T	$[mm]$	hloubka drážky pro těsné pero v hřídeli
X	$[-]$	koeficient směru zatížení 1
Y	$[-]$	koeficient směru zatížení 2
d	$[mm]$	průměr
l	$[mm]$	délka
p	$[mm]$	stoupání závitu
r	$[mm]$	poloměr
x_{max}	$[-]$	počet různých zatěžovacích cyklů během jednoho cyklu
x	$[mm]$	vzdálenost na ose X
α	$[^\circ]$	úhel sklonu šroubovice
η	$[-]$	účinnost

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ


- [1.] MAREK, J. a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM publishing s.r.o., 2010. 420s. ISBN 978-80-254-7980-3
- [2.] Trapézové šrouby a matice. *Haberkorn* [online]. 2013. [cit. 2014-03-15] Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/trapezove-srouby-a-matice>
- [3.] Kuličkové šrouby. *KSK Precise motion* [online]. 2014. [cit. 2014-03-24] Dostupné z: <http://www.ks-kurim.cz/kulickove-srouby>
- [4.] THÜRING, J. Volba kuličkových šroubů. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2008. [cit. 2014-03-23] Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/volba-kulickovych-sroubu.html>
- [5.] Minislidle. *Inomech* [online]. [cit. 2014-04-15] Dostupné z: <http://www.monorail.cz/19-minislidle.html>
- [6.] Kuličkové šrouby. *Hennlich* [online]. 2014. [cit. 2014-04-15] Dostupné z: <http://www.hennlich.cz/produkty/linearni-vedeni-valiva-motory-a-pohony-kulickove-srouby-28.html>
- [7.] KRPX Single or Twindrive . *Redex* [online]. [cit. 2014-04-15] Dostupné z: <http://www.redex-andantex.com/more.php?id=861#>
- [8.] Lineární motory. *VUES* [online]. 2012. [cit. 2014-04-15] Dostupné z: http://www.vues.cz/file/413/CZ_LIN-OBECNE_020909.PDF
- [9.] Ball rail systems. *Rexroth Bosh Group* [online]. [cit. 2014-04-15] Dostupné z: https://www.boschrexroth.com/irj/portal/anonymous/eShop?guest_user=anonymousDE&display=catalog&bridgeSelectedCatalog=BRL&bridgePageId=group260736674784700

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 103
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [10.] KOPAL, M., Odměřovací systémy a jejich vliv na přesnost. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2013. [cit. 2014-04-15] Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/odmerovaci-systemy-a-jejich-vliv-na-presnost.html>
- [11.] Přímé odměřování. *SŠTOpava* [online]. [cit. 2014-04-16] Dostupné z: http://sst.opava.cz/pernikar/nove_www/CNC_soubory/prime.htm
- [12.] Magnetický systém pro měření lineárního nebo radiálního posunutí. *Balluff* [online]. 2014. [cit. 2014-04-17] Dostupné z: <http://www.balluff.com/balluff/MCZ/cs/products/overview-magnetic-linear-rotary-encoder-system.jsp>
- [13.] PMI Ballscrews / Linear Guideway General Catalog. *Ampo* [online]. 2009. [cit. 2014-05-20] Dostupné z: <http://www.ampo.cz/produkty/download-catalog?file=40>
- [14.] Použití enkodéru ke zjištění polohy a rychlosti. *Servo drive* [online]. [cit. 2014-04-18] Dostupné z: http://www.servo-drive.com/specialni_krokov_e_motory_krokov_e_motory_na_miru.php
- [15.] Krokový motor - princip. *LMS Software* [online]. [cit. 2014-04-18] Dostupné z: <http://www.mylms.cz/text-krokovy-motor-princip>
- [16.] Rare-Earth Permanent-Magnet DC Servo Motor/DC Motor. *Jinan Keya Electron Science And Technology Co., Ltd.* [online]. [cit. 2014-04-19] Dostupné z: http://jnky.en.alibaba.com/product/270869658-200230589/Rare_Earth_Permanent_Magnet_DC_Servo_Motor_DC_Motor.html
- [17.] Spojky - Bezvůlové spojky TRASCO ES. *Haberkorn* [online]. 2013. [cit. 2014-04-18] Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/dyndoc/view/se-pohony-spojky.pdf/25/>
- [18.] Lineární jednotky. *Hennlich* [online]. 2014. [cit. 2014-04-20] Dostupné z: <http://www.hennlich.cz/produkty/linearni-vedeni-valiva-motory-a-pohony-linearni-jednotky-652/typ-gl.html>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 104
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [19.] Lineární osa s kuličkovým šroubem. *T.E.A. Technik s.r.o.* [online]. 2007. [cit. 2014-04-20] Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/linearni-osa-kulickovym-sroubem-h-w-rc/>
- [20.] LM actuator GL-N - THK Catalog. *Hennlich* [online]. 2014. [cit. 2014-04-20] Dostupné z: http://www.hennlich.cz/uploads/de_Katalog_GL-N_01.pdf
- [21.] Polohovací systémy Lineární osy. *HIWIN Motion Control & Systems* [online]. [cit. 2014-04-20] Dostupné z: http://www.hiwin.cz/media/files/05_Polohovaci_systemy_Linearni_osy.pdf
- [22.] Šroubové elektrické pohony. *SMC* [online]. 2014. [cit. 2014-04-20] Dostupné z: http://pdf.smc-cee.com/CZ/LJ1_NSx0.pdf
- [23.] Lineární moduly CTJ/CTV s pohonem kuličkovým šroubem. *Matis industrial components* [online]. [cit. 2014-04-20] Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf/linearni_technika/katalog_ctv_ctj.pdf
- [24.] LM actuator GL - THK Catalog. *Hennlich* [online]. 2014. [cit. 2014-04-20] Dostupné z: http://www.hennlich.cz/uploads/GL_noPW_01.pdf
- [25.] Kuličkové šrouby - katalog. *HIWIN Motion Control & Systems* [online]. [cit. 2014-04-10] Dostupné z: http://www.hiwin.cz/media/files/02_Kulickove_srouby.pdf
- [26.] LM Guide - THK General Catalog. *Hennlich* [online]. 2014. [cit. 2014-04-13] Dostupné z: http://lin-tech.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/KATEGORIEN/Linear%C3%BChrungen/GeneralCataloguepdf.pdf
- [27.] CMP synchronní servomotory. *Sew Eurodrive* [online]. 2014. [cit. 2014-04-26] Dostupné z: <http://www.sew-eurodrive.cz/produkt/cmp-synchronn-servomotory.htm>
- [28.] ŘASA, J., ŠVERCL, J. *Strojnické tabulky 1 - pro školu a praxi*. Praha: Scientia, spol. s r. o., pedagogické nakladatelství, 2004. 753 s. ISBN 80-7183-312-6.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 105
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

[29.] Kde použít elektropohon s ozubeným řemenem?. *E-konstruktor* [online]. 2013. [cit. 2014-05-07] Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/novinka/kde-pouzit-elektropohon-s-ozubenym-remenem>

[30.] Linear Encoders For Numerically Controlled Machine Tools. *Heidenhain* [online]. 2013. [cit. 2014-05-07] Dostupné z: http://www.heidenhain.cz/de_EN/php/documentation-information/brochures/popup/media/media/file/view/file-0429/file.pdf#page=

[31.] Krycí měchy. *Hennlich* [online]. 2014. [cit. 2014-05-08] Dostupné z: http://lin-tech.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/H CZ/Download/Lin-tech/pdf/2013_katalog_krytovani_KRYCI_MECHY_SRO_03_PRINT.pdf

[32.] Construction profiles 6. *Haberkorn* [online]. 2014. [cit. 2014-05-11] Dostupné z: <http://www.item24.cz/en/home/products/product-catalogue/products/construction-profiles-6.html>

[33.] Přehled trapézových šroubů a matic.. *Matis industrial components* [online]. [cit. 2014-05-11] Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf-katalogy/Katalog_pohybove_srouby/matis_katalog_kulickove_srouby.pdf

[34.] Momentové charakteristiky řady SM. *Microcon* [online]. 2014. [cit. 2014-05-13] Dostupné z: <http://www.microcon.cz/>

9 SEZNAM PŘÍLOH

Přílohy:

P1 Pohled na sestavenou lineární osu

P2 Pohled na lineární osu z boku

P3 Pohled na lineární osu bez motoru

P4 Pohled na suport shora

P5 Pohled na suport ze spodu

P6 Pohled na přírubu pro uložení motoru

P7 Pohled na přírubu pro uložení radiálního ložiska

P8 Pohled na domek pro radiálně-axiální ložisko

P9 Pohled na domek pro kuličkové matice

P10 Pohled na domek pro trapézové matice

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavení

Kusovník

Výrobní výkres domku pro radiálně-axiální ložisko

CD:

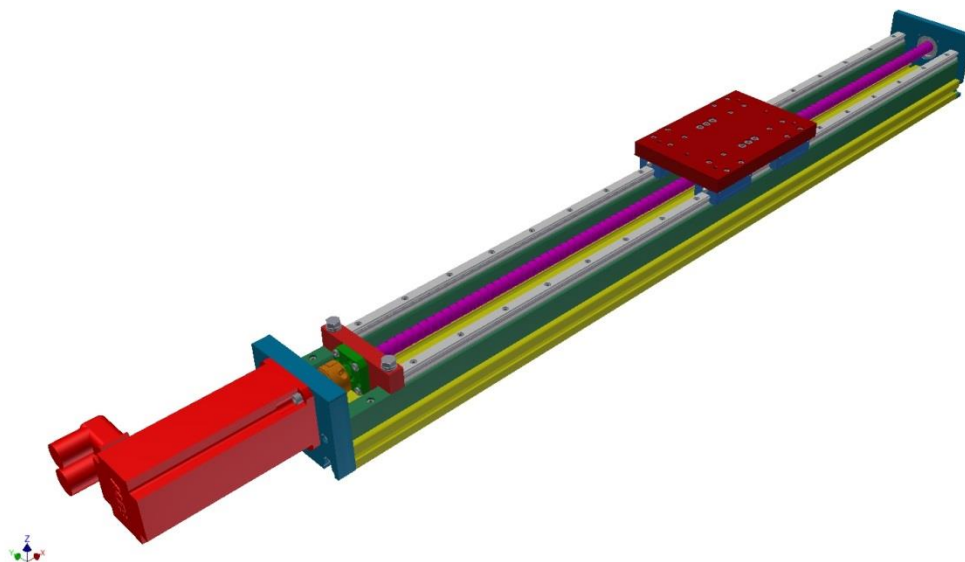
3D model lineární osy

Výkres sestavení

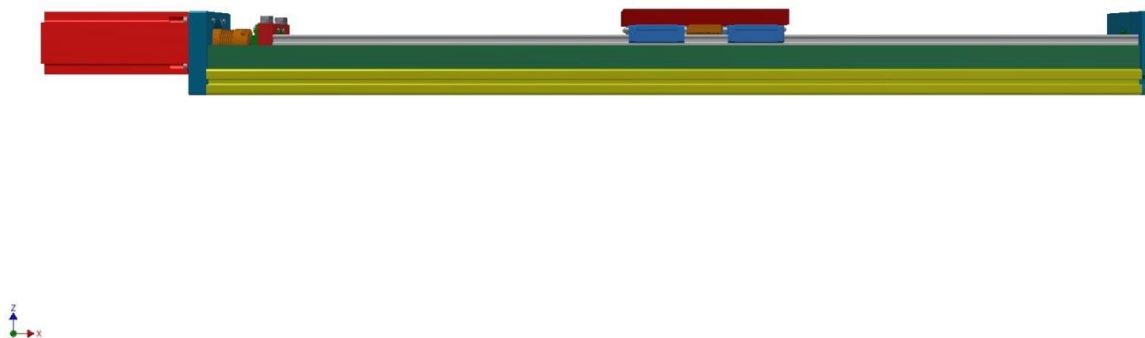
Kusovník

Výrobní výkres domku pro radiálně-axiální ložisko

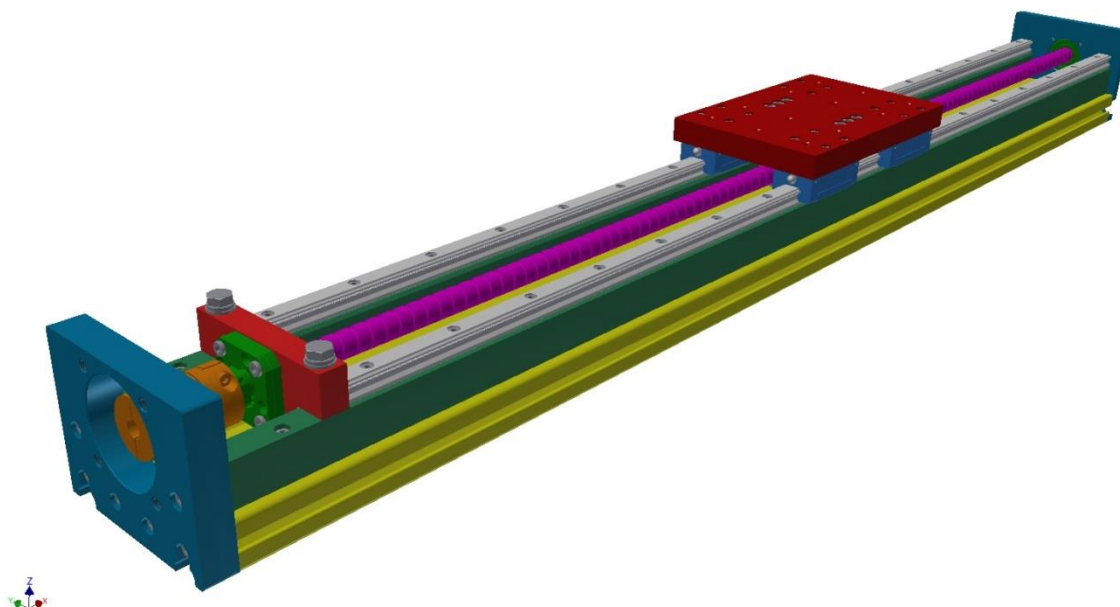
10 PŘÍLOHY



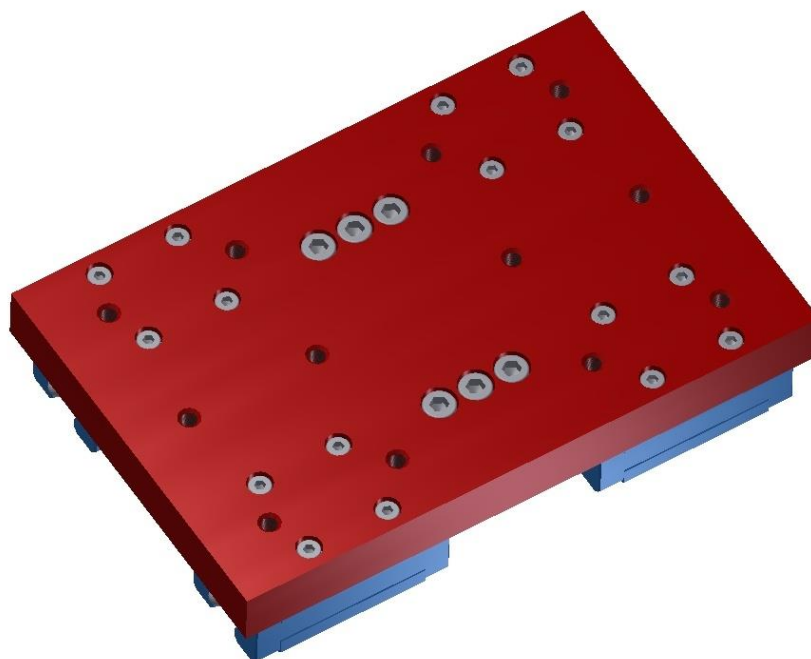
P 1 pohled na sestavenou lineární osu



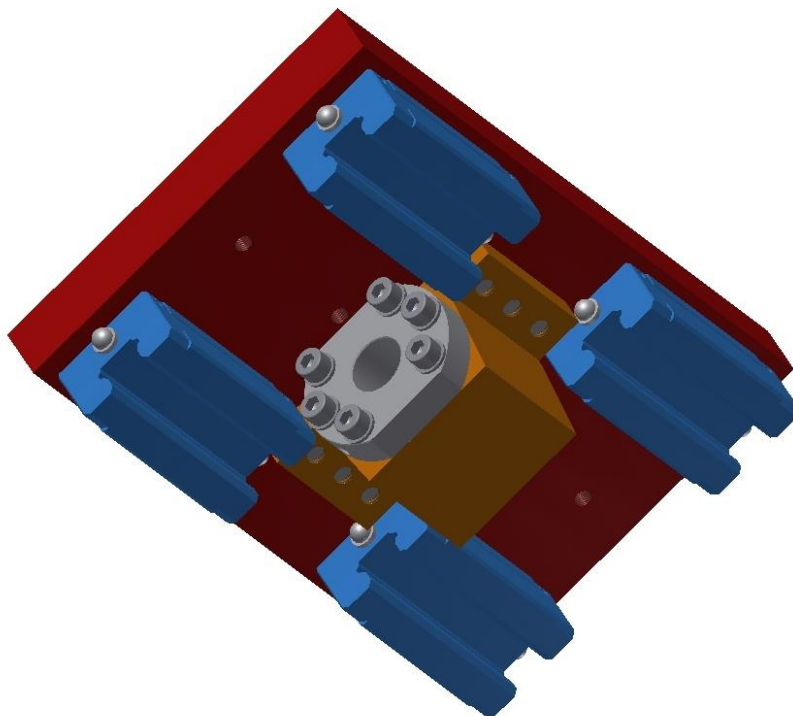
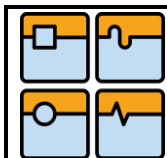
P 2 pohled lineární osu z boku



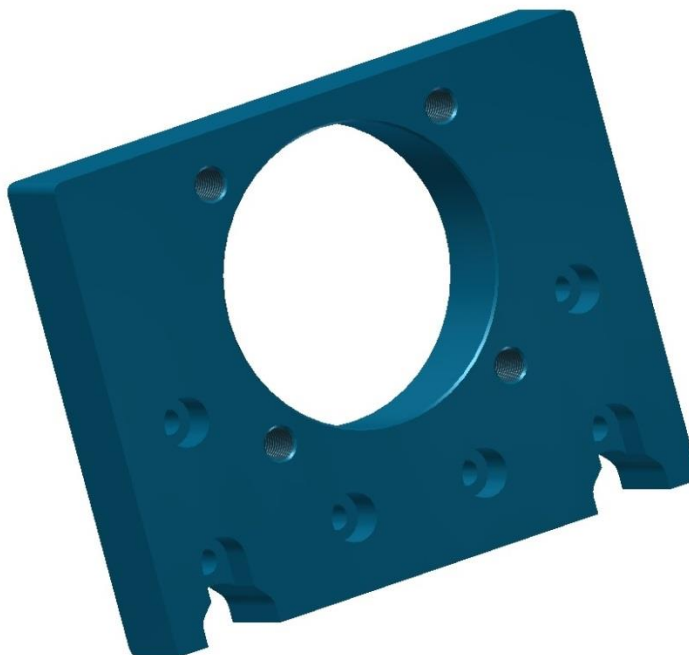
P 3 pohled na lineární osu bez motoru



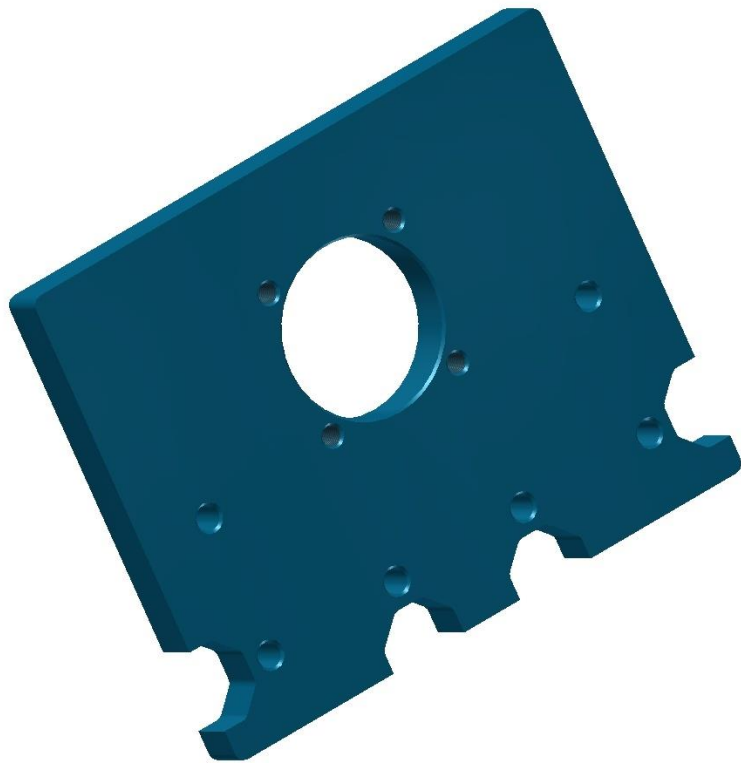
P 4 pohled na suport shora



P 5 pohled na suport ze spodu



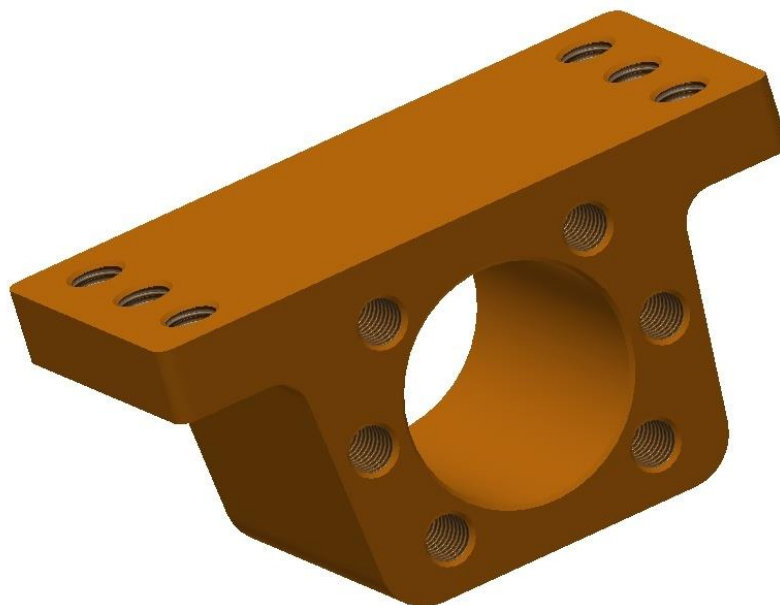
P 6 pohled na přírubu pro uložení motoru



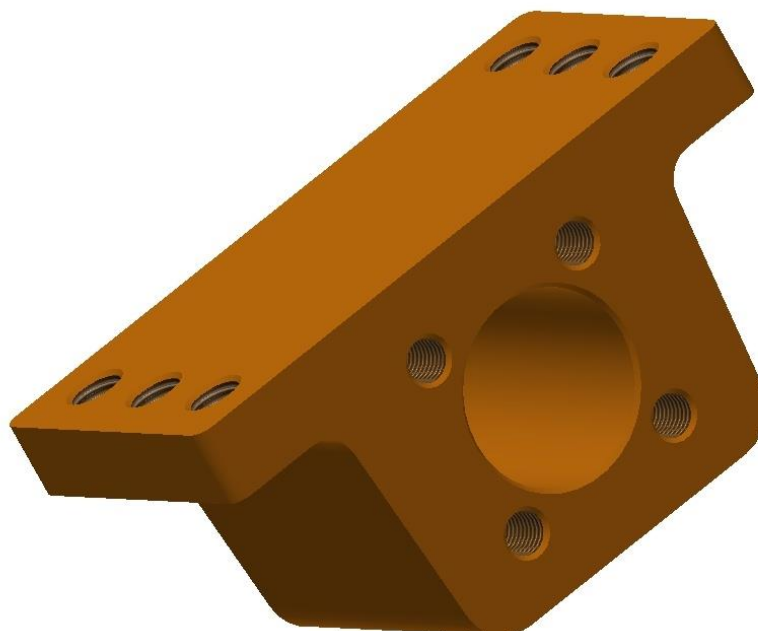
P 7 pohled na přírubu pro uložení radiálního ložiska



P 8 pohled na domek pro radiálně-axiální ložisko



P 9 pohled na domek pro kuličkové matice



P 10 pohled na domek pro trapézové matice